



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de ingeniería mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

# Diseño y simulación de una bancada de pruebas para el chasis de una motocicleta

**Autor: Samuel García Sánchez**

**Tutor: Juan Carlos García Prada**

**Leganés, marzo de 2011**

**Título:** Diseño y simulación de una bancada de pruebas para el chasis de una motocicleta.

**Autor:** Samuel García Sánchez

**Director:** Juan Carlos García Prada

## EL TRIBUNAL

**Presidente:**\_\_\_\_\_

**Vocal:**  
\_\_\_\_\_

**Secretario:**  
\_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

## INVICTUS

Más allá de la noche que me cubre  
negra como el abismo insondable,  
doy gracias a los dioses que pudieran existir  
por mi alma invicta.  
En las azarosas garras de las circunstancias  
nunca me he lamentado ni he pestañado.  
Sometido a los golpes del destino  
mi cabeza está ensangrentada, pero erguida.  
Más allá de este lugar de cólera y lágrimas  
donde yace el Horror de la Sombra,  
la amenaza de los años  
me encuentra, y me encontrará, sin miedo.  
No importa cuán estrecho sea el portal,  
cuán cargada de castigos la sentencia,  
soy el amo de mi destino:  
soy el capitán de mi alma.

*Poema que acompañó a Nelson Mandela durante más de 27 años de cautiverio en las cárceles de Sudáfrica.*

Invictus de William Ernest Henley (Gloucester, Inglaterra: 1849-1903).

## Agradecimientos:

Agradezco en primer lugar a mis padres, por su apoyo, por su ánimo, por su comprensión y ayuda en todas las situaciones vividas a lo largo de estos más de cinco años en la universidad, sin vosotros se que nada de esto hubiese sido igual y en grandísima medida gracias a vosotros ha sido posible.

A mis amigos, a todos aquellos que en algún momento han compartido una parte de esta experiencia. A Monas, mi mejor amigo, hace años que empezamos, recuerdo la ESO, bachillerato... para acabar juntos en esta carrera y ahora ya la estamos finalizando, cómo pasa el tiempo, quien sabe qué nos deparará a partir de ahora la vida, pero le estoy muy agradecido por haber podido compartir contigo, más allá de la universidad, experiencias, luchas interiores, logros y fracasos vividos a lo largo de estos últimos ocho años. A Mario y esos días de biblioteca, charlas y ópera; a Lupi gracias por los billetes de tren y de nada por todos los apuntes de todas las asignaturas, gracias por todo Dani, eres un cachondo, ojalá seas siempre tan alegre; a Tobe y nuestras charlas, que grandes momentos; a Olmedo, ha sido todo un honor compartir contigo gran parte de esta experiencia; a Zango, Coronel, siempre a su servicio, te sacamos un poco de friky, ahora ya sólo te queda hacer tú el resto; a Rufo y sus rufadas, su forma de ser es tan única como la de todos vosotros, sólo que él es de Torrico.

Agradecer a toda mi familia, Rosa, Pilar, a mi querida abuela y a Julia. A más amigos que queden sin citar y una especial mención a Nebai, con ella he compartido casi todos los años de esta experiencia, por haber estado ahí en tantos momentos, tanto en los difíciles como en las alegres, por haber sido mi compañera de viaje... gracias. Sólo deseo que el destino nos depare mucha felicidad.

De todo, más que un título, me llevo la experiencia del día a día que me ha llevado a conseguirlo, la meta no es ninguna victoria si no se ha vivido de verdad el camino que ha llevado a ella, la meta no tiene valor si el camino seguido no ha sido justo, verdadero ni respetuoso contigo mismo ni con los demás.

Más que un título me llevo grandes amistades que espero que en el tiempo perduren, que por muy lejana que sea la distancia que nos separe, el cariño, respeto y amistad avive en la cercanía de nuestro interior.

Mi mayor y más sincero deseo de Felicidad para todos vosotros, familia y amigos.

Con todo mi cariño.

Gracias.

## INDICE:

- I. OBJETIVOS
- II. INTRODUCCIÓN
- III. BREVE HISTORIA DE LOS ENSAYOS DE TORSIÓN
- IV. PRINCIPALES BANCADAS DE MOTOCICLETAS EXISTENTES
- V. PRO ENGINEER
- VI. MOTOCICLETA HONDA CBR-600
  - VI.I. Motocicleta Honda CBR.
  - VI.II. Modelado del chasis.
- VII. DISEÑO Y REALIZACIÓN DEL BANCO PRUEBA
  - VII.I. Material utilizado.
  - VII.II. Estudio del eje horizontal.
  - VII.III. Estudio del sistema de agarre de la parte delantera de la bancada.
  - VII.IV. Estudio del brazo.
  - VII.V. Estudio de la C.
  - VII.VI. Estudio del sistema de agarre de la parte posterior del chasis.
  - VII.VII. Estudio del sistema de agarre de la parte media del chasis.

## VIII. SISTEMA DE MEDICIÓN

VIII.I. Sensores láser de triangulación Lap Polaris.

VIII.II. Comparador centesimal.

VIII.III. Actuador lineal hidráulico.

VIII.IV. Manómetro.

## IX. PRUEBA EXPERIMENTAL. TORSIÓN Y FLEXIÓN DEL CHASIS.

## X. SIMULACION Y ANALISIS: BRAZO, EJE Y C

X.I. Tensión de Von Mises del conjunto brazo-eje-C.

X.II. Desplazamientos del conjunto brazo-eje-C.

X.III. Deformada del conjunto brazo-eje-C.

## XI. CONCLUSION

## XII. DOCUMENTACION

## XIII. ANEXOS

## Lista de figuras:

<i>Figura 1.1: Bancada de datos.</i>	Página 12
<i>Figura 4.1: Bancada VULVO</i>	Página 17
<i>Figura 4.2: Bancada Spyder</i>	Página 18
<i>Figura 4.3: Bancada MotoJig</i>	Página 18
<i>Figura 4.4: Bancada Cialvier</i>	Página 19
<i>Figura 4.5: Bacada de Rotobike</i>	Página 19
<i>Figura 5.1: Software con compatibilidades muy diversas</i>	Página 21
<i>Figura 5.2: Ilustración inicio sesión ProEnginner</i>	Página 24
<i>Figura 5.3: Esquema disposición software ProEngineer</i>	Página 24
<i>Figura 5.4: System Toolbar</i>	Página 25
<i>Figura 5.5: FeatureToolbar</i>	Página 25
<i>Figura 6.1: CBR600RR (2009).</i>	Página 27
<i>Figura 6.2: Chasis modelado.</i>	Página 28
<i>Figura 7.1: Vista general bancada</i>	Página 29

<i>Figura 7.2: Sistema aplicación de la carga</i>	Página 30
<i>Figura 7.3: Actuador hidráulico.</i>	Página 30
<i>Figura 7.4: Unión actuador-brazo.</i>	Página 31
<i>Figura 7.5: Eje-C. Sección cuadrada.</i>	Página 32
<i>Figura 7.6: C y eje vertical.</i>	Página 33
<i>Figura 7.7: conjunto Eje vertical-C-Eje horizontal-Brazo.</i>	Página 35
<i>Figura 7.8: Eje.</i>	Página 38
<i>Figura 7.9 Perfil UPE.</i>	Página 43
<i>Figura 7.10: Rodamientos SY-60-TF.</i>	Página 44
<i>Figura 7.11: Perfiles UPE soldados.</i>	Página 45
<i>Figura 7.12: Vista del brazo. (Cotas en mm).</i>	Página 46
<i>Figura 7.13: Brazo y anclajes.</i>	Página 47
<i>Figura 7.14: Vista de la C. (Cotas en mm).</i>	Página 48
<i>Figura 7.15: Perfil IPE</i>	Página 49
<i>Figura 7.16: Rodamientos SYJ-34-TF</i>	Página 50
<i>Figura 7.17: Sistema agarre parte posterior.</i>	Página 50
<i>Figura 7.18: Perfil IPN.</i>	Página 51



<i>Figura 7.19: Rodamientos SY-505-U.</i>	Página 52
<i>Figura 7.20: Sistema agarre parte media.</i>	Página 52
<i>Figura 8.1: Cálculo del ángulo.</i>	Página 54
<i>Figura 8.2: Láser Lap Polaris.</i>	Página 57
<i>Figura 8.3: Triangulación láser.</i>	Página 58
<i>Figura 8.4: Tipos de mediciones.</i>	Página 59
<i>Figura 8.5: Captación digital</i>	Página 60
<i>Figura 8.6: Comparador Centesimal.</i>	Página 63
<i>Figura 8.7: Actuador hidráulico.</i>	Página 64
<i>Figura 8.8: Diagrama de conexión</i>	Página 65
<i>Figura 8.9: Plano actuador hidráulico.</i>	Página 66
<i>Figura 9.1: Disposición bancada: Prueba experimental a torsión.</i>	Página 71
<i>Figura 9.2: Disposición bancada: Prueba experimental a flexión.</i>	Página 71

<i>Figura 10.1: Coacciones simples en el eje. Vista del conjunto brazo-eje-C.</i>	Página 73
<i>Figura 10.2: Empotramiento en la C. Vista del conjunto brazo-eje-C.</i>	Página 74
<i>Figura 10.3: Fuerza aplicada por el actuador en extremo brazo. Visión detallada</i>	Página 74
<i>Figura 10.4: Fuerza aplicada por el actuador en el extremo del brazo. Visión general.</i>	Página 75
<i>Figura 10.5: Tensión de Von Mises del conjunto brazo-eje-C.</i>	Página 76
<i>Figura 10.6: Tensión de Von Mises del brazo en detalle.</i>	Página 77
<i>Figura 10.7: Tensión de Von Mises del eje en detalle.</i>	Página 78
<i>Figura 10.8: Tensión de Von Mises de la C en detalle.</i>	Página 78
<i>Figura 10.9: Desplazamientos del conjunto brazo-eje-C.</i>	Página 79
<i>Figura 10.10: Desplazamientos del brazo en detalle.</i>	Página 80
<i>Figura 10.11: Desplazamientos del eje en detalle.</i>	Página 81
<i>Figura 10.12: Desplazamientos de la C en detalle.</i>	Página 81
<i>Figura 10.13: Deformada del conjunto brazo-eje-C.</i>	Página 82
<i>Figura 10.14: Deformada del brazo en detalle.</i>	Página 83
<i>Figura 10.15: Deformada del eje en detalle.</i>	Página 84
<i>Figura 10.16: Deformada de la C en detalle.</i>	Página 84

## Lista de tablas:

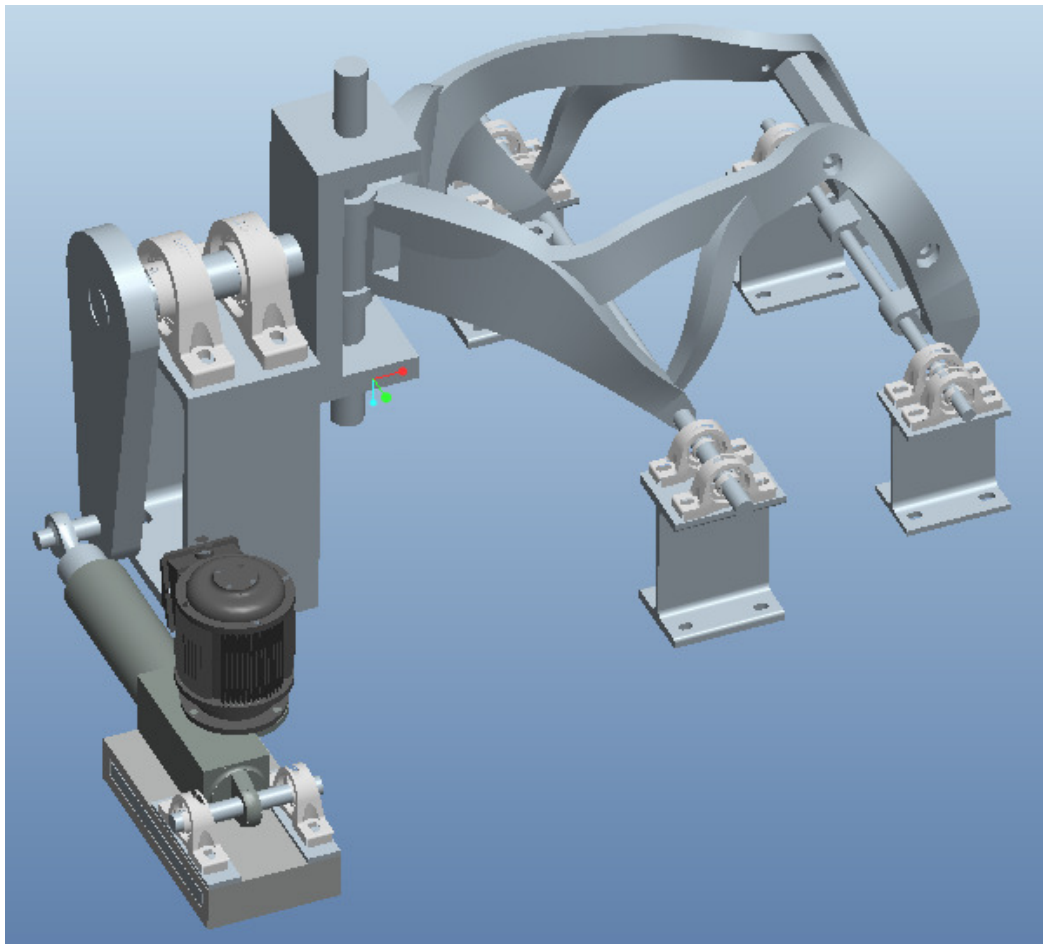
<i>Tabla 7.1: Propiedades acero A-36</i>	Página 36
<i>Tabla 7.2: Parámetros perfiles UPE.</i>	Página 43
<i>Tabla 7.3: Rodamientos SY-60-TF</i>	Página 44
<i>Tabla 7.4: Parámetros perfiles IPE.</i>	Página 49
<i>Tabla 7.5: Rodamientos SYJ-34-TF</i>	Página 50
<i>Tabla 7.6: Parámetros perfiles IPN.</i>	Página 51
<i>Tabla 7.7: Rodamientos SY-505-U</i>	Página 52
<i>Tabla 8.1: Modelos LAP Polaris.</i>	Página 61
<i>Tabla 8.2: Datos generales LAP Polaris</i>	Página 62
<i>Tabla 8.3: Datos comparador centesimal.</i>	Página 63
<i>Tabla 8.4: Datos técnicos actuador.</i>	Página 65

## 1. Objetivos.

El objetivo principal de este proyecto es el diseño de una bancada de pruebas, tanto a flexión como a torsión, para el chasis de una motocicleta que fuera simple, económica y fácil de utilizar.

El modelo de chasis escogido es el de una motocicleta Honda CBR-600-RR, siendo la bancada adaptable a diferentes modelos de chasis.

Para ello, se modelará la bancada completa en el programa de diseño gráfico Pro-Engineer. Posteriormente se simulará con Mechanica-ProE la parte de la bancada sometida a la fuerza externa provocada por el actuador hidráulico, fuerza que, transmitida a través de la bancada, someterá a flexión o a torsión al chasis de la motocicleta en estudio.



*Figura 1.1: Bancada de datos.*

## 2. Introducción:

Un método poco conocido y difícil de encontrar, es aquel relativo a la rigidez a la torsión y flexión del chasis y del basculante de una motocicleta. Un enfoque cuantitativo para estimar la rigidez, combina inevitablemente medidas de fuerza y desplazamiento.

En el desarrollo de un nuevo modelo de motocicleta se deben evaluar varios parámetros relacionados con su uso previsto, hablamos de las acciones del chasis de la motocicleta, forma, dimensión, peso, etc.

Particularmente bien conocidos son las características que resultan de cambios en el valor de la inclinación de la columna de dirección, pero menos conocidos y más difíciles de encontrar es la rigidez del chasis a torsión y flexión, siendo, por ejemplo, la respuesta de la moto en una curva en gran medida determinada por la resistencia a la torsión del chasis.

Un chasis más rígido será más preciso en el manejo pero, a cambio, absorberá menos las cargas que le llegan, lo que dará lugar a reacciones más violentas, y por lo tanto difíciles de controlar. La rigidez flexional interviene en todo lo relacionado con la dinámica vertical, como la absorción de la rugosidad, o el aterrizaje después de un salto, en este caso, obviamente se está hablando de motos para cross.

Tradicionalmente siempre ha sido utilizado el recurso de la experiencia humana y muchas horas de pruebas. Este enfoque tiene sin embargo la desventaja de tener que depender de las sensaciones y las capacidades de los colaboradores y de no poder prescindir de las condiciones meteorológicas cambiantes. Hoy en día, esto ya no es tolerable, en lugar de esto se debe poder disponer de unos tipos de pruebas adaptables a cualquier tipo de moto, algo que conduce a eliminar la variabilidad de las muestras debidas al piloto y, por tanto, confiar más en el potencial de la simulación en el laboratorio.

### 3. Breve historia de los ensayos de torsión.

Antes de acceder al estudio en su sentido propio, se ha intentado saber si se hubieran investigado estos mismos ensayos o estudios con anterioridad.

Ya desde el final de los años 70 Sharp había examinado el problema del vehículo a dos ruedas analizando las principales maneras de vibrar como capside, weave y wobble: la mayor parte se trata de estudios de carácter analítico.

Además el profesor Victor Cossalter, docente de la universidad de Padua, ha desarrollado numerosos estudio sobre el comportamiento de los vehículos a dos y a tres ruedas en curva, focalizando la atención en la manera de vibrar del vehículo entero, cuyas peculiaridades dependen de un arma de doble filo, de las características de rigidez.

Por lo que se refiere a la forma de proceder adoptada por varios constructores de motos no se conoce mucho sobre los métodos de desarrollo de los chasis. Es conocido que muchas casas están dotadas de maquinaria de prueba para la verificación a fatiga de la parte estructural, más bien de las partes principales que de las auxiliares. Normalmente se trata de moto-laboratorios de trabajo donde se reproduce en un tiempo corto el ciclo de estrés que una motocicleta aborda durante su vida, sin embargo, estas pruebas rara vez llegan a las características de rigidez real.

## 4. Principales tipos de bancadas de motocicletas existentes.

Cuando una motocicleta ha sufrido un siniestro de consideración, generalmente sufre deformaciones en su estructura, variaciones en las dimensiones de su chasis. En el caso de que estos chasis no presenten deformaciones importantes, pueden ser reparadas por medio de equipos como son las bancadas para motocicletas. Estos equipos nos permiten realizar las mediciones a la vez que los estirajes, consiguiendo llevar el chasis hasta las cotas originales.

Aunque no existe tanta diversidad de bancadas como en el caso de los automóviles, sí que se encuentran varios modelos de bancadas, pero la mayoría con la misma filosofía, con marcos o puentes delanteros para poder realizar los estirajes sobre el cabezal de la dirección, y con utillajes diversos para poder fijar el chasis por el eje del basculante y los soportes del motor, así como un puente trasero para estirar si es preciso el subchasis trasero.

Disponen de un amarre para el cabezal de dirección con el que poder medir el ángulo de avance y también realizar estirajes en esta zona sin deteriorarla.

En el mercado nos encontramos con la problemática de que las bancadas de motocicletas no disponen casi de fichas de medidas de modelos de motocicletas actuales, al contrario de lo que sucede con las bancadas de automóviles, que van dotados con una base de datos de todos los modelos de automóviles del mercado, con sus cotas estructurales.

Además, las dimensiones del chasis de un mismo modelo de motocicleta pueden variar de un año a otro, motivo por el cual, el conseguir las fichas de medidas de los chasis de motocicletas en algunos casos puede llegar a ser una tarea complicada.

En muchos talleres se fabrican su propia bancada, que amarra al chasis principalmente en el eje de basculante, y que cuenta con algún sistema de tiro anclado al cabezal de la dirección, comprobando las medidas de forma manual.

Existen, diversos modelos de bancadas, entre los cuales se van a describir la bancada VULVO, la Tecno Spyder 2000 de Marzall, la Cialvier, la Motojig y la Rotobike.

- Bancada VULVO:

En primer lugar se describe la bancada que se ha desarrollado en colaboración con VULVO. Esta bancada tiene la característica y la ventaja de que el útil de medición va por separado de la bancada, ya que se coloca directamente sobre la pipa del chasis. Este útil de medición es láser, y se puede utilizar para comprobar previamente el chasis de la motocicleta, sin tener que desmontar casi ninguna pieza y sin necesidad de subirla sobre la bancada.

Gracias a este equipo de medición no es preciso posicionar correctamente el chasis en una línea de referencia cero de la bancada, como sucede en la mayoría de las bancadas.

Partiendo de una bancada de utillajes universal de automóviles, se aprovecha la versatilidad de su banco y de sus utillajes para poder anclar cualquier modelo de motocicleta.

Dispone de dos puentes, uno delantero que incluye el cabezal de tiro y otro trasero de apoyo. El cilindro de tiro longitudinal es de doble efecto, tracción y compresión, para poder realizar estirajes o empujes según sea necesario. Los dos cilindros laterales son de compresión y sirven para corregir el ángulo de caída.

El chasis se amarra a la bancada por un lado, por el eje del basculante, con ayuda de un eje, dos torretas y un travesaño, y por otro mediante un cabezal de tiro en la zona de la pipa de la dirección.





*Figura 4.1: Bancada VULVO*

- Bancada Tecno Spyder:

La bancada Tecno Spyder dispone de un sistema de medición electrónico por láser con control numérico (integrado en la bancada) y de un brazo articulado, con dos cilindros de doble efecto para el estiraje y así poder realizar esfuerzos de tracción o compresión según sea necesario.

La característica más importante a destacar de este equipo es su brazo articulado, ya que con él se pueden realizar estirajes tanto en sentido longitudinal para corregir el avance, como en sentido transversal, para corregir la caída. Para variar de uno a otro simplemente es necesario cambiarlo de posición, además, los cilindros disponen de rótulas en los extremos para permitir una colocación más fácil.

El sistema de medición láser por control numérico es de fácil manejo desde una sola posición e incluye unos cilindros neumáticos para automatizarlo. El chasis se sujeta a la bancada mediante dos fuertes soportes en la zona del eje del basculante.

Así mismo, dispone de dos soportes uno delantero y otro trasero, que son unos ejes con cremallera, para subir manualmente la altura del chasis y colocarlo más o menos horizontalmente.

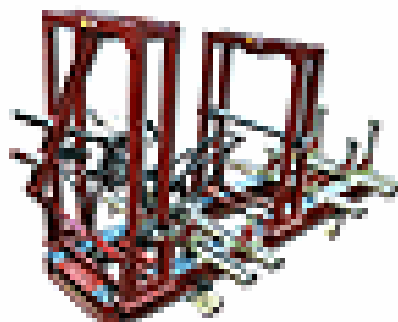
Para el caso de deformaciones con menor acceso o de algún subchasis dañado dispone de cilindros individuales de tiro.



*Figura 4.2: Bancada Spyder*

- Bancada MotoJig:

La bancada MotoJig, es una bancada de utillajes que dispone de dos puentes, el delantero incluye el cabezal de tiro con un cilindro de tracción y dos cilindros de compresión laterales. El anclaje del chasis en la zona del eje del basculante se realiza con torretas, similares a las de la bancada de utillajes universal para automóviles. En este caso la medición se hace por medio de escalas graduadas incluidas en la propia bancada.

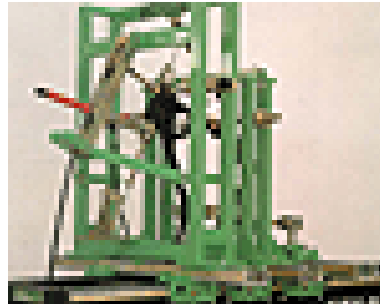


*Figura 4.3: Bancada MotoJig*

- Bancada Cialvier:

La bancada Cialvier dispone de un banco o soporte de anclaje que en este caso está diseñado específicamente para las motocicletas. Sobre el banco está anclado el puente delantero sobre el que van fijados los carros para los láseres del sistema de medición por control numérico. La fijación del chasis se

realiza por medio de dos carros que se fijan a las dos torres para amarrar el chasis por el eje del basculante. Como sistema de tiro el puente delantero incorpora un cabezal de tiro con un cilindro hidráulico frontal y dos cilindros laterales. Para sujetar y poder estirar en la parte trasera de la motocicleta la bancada dispone de un apoyo auxiliar desmontable.

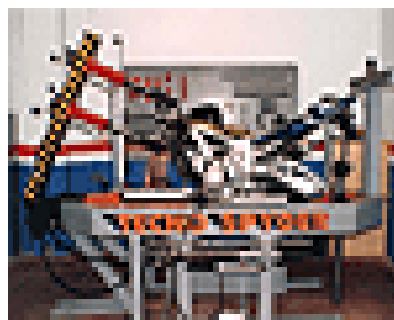


*Figura 4.4: Bancada Cialvier*

- Bancada de motocicletas Bike Bench, de Rotobike:

La bancada de motocicletas Bike Bench, de Rotobike, está formada por un cuadro menos reforzado y de dimensiones menores que los anteriores, por un puente cuya finalidad es el anclaje de la parte delantera de la motocicleta y la colocación de los cilindros de empuje para la reparación del ángulo de caída, así como por un pilar que sujeta el cilindro de estiraje. El chasis se ancla por la zona del eje del basculante.

La comprobación de las correctas dimensiones del chasis se realiza de forma manual por medio de un compás de varas, que se sujeta a la bancada para facilitar la medición.



*Figura 4.5: Bancada de Rotobike*

La mayoría de las bancadas están formadas por:

- Un banco muy resistente, que soporta todos los utillajes y esfuerzos de tiro.
- Un sistema de fijación del chasis compuesto por traviesas y utillajes para el anclaje de diversos puntos del bastidor.
- Un sistema de estiraje, formado por unos cilindros hidráulicos, con un puente delantero y otro trasero, para la sujeción y estiraje en distintas direcciones transversales. A su vez el puente delantero dispone de un cabezal de tiro con múltiples regulaciones, para poder realizar estirajes en la dirección longitudinal de la motocicleta. En este sistema de estiraje también se incluye un amarre para el cabezal de dirección compuesto por un eje que atraviesa la pipa, generalmente con dos conos en los extremos para fijar firmemente el cabezal y evitar que se deforme al realizar el estiraje en esta zona.
- Un sistema de medición, que puede ser electrónico por láser, con control numérico o manual, mediante un compás de varas. En el caso de que la bancada disponga de un sistema de medición integrado en la propia bancada, es necesario a la hora de colocar el chasis en la bancada una línea cero de referencia y dos medidas de posicionamiento fundamentales como son el ángulo de dirección o de avance, y la altura entre el eje del basculante y el cabezal o pipa de dirección.

En resumen, aunque se han visto diversos tipos de bancadas, todas ellas siguen un funcionamiento similar, anclando al chasis a la bancada por la zona del eje del basculante y con un utillaje para poder realizar los estirajes en la zona de la pipa de la dirección. Midiendo en todos los casos la longitud y altura del punto inferior de la pipa de la dirección respecto al eje del basculante y el ángulo de avance.

## 5. Pro Engineer.

Pro/Engineer es un producto de CAD/CAM/CAE de PTC Corporation (Parametric Technology Corporation). Fue el primero en comercializarse como software asociativo de modelado paramétrico. La aplicación funciona bajo Microsoft Windows y Unix (todos los datos son permutables entre estas plataformas sin ser necesario algún tipo de conversión), y cuenta con las posibilidades de diseño de elementos sólidos, creación de conjuntos y proyectos, análisis de elementos finitos, NC y herramientas de funcionalidad para ingenieros mecánicos.

La familia de soluciones integradas CAD/CAM/CAE de Pro/ENGINEER aporta a los ingenieros y diseñadores una ventaja distintiva, ya que Pro/ENGINEER es completamente asociativo. Es decir, cualquier cambio que se efectúe en el diseño se refleja automáticamente en todos los elementos subsecuentes, sin necesidad de convertir datos.

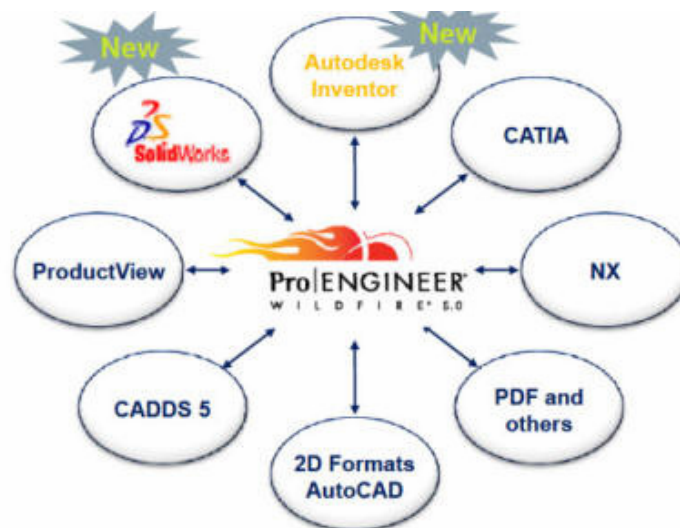


Figura 5.1: Software con compatibilidades muy diversas

## Historia

Creado a mediados de los 80, ProEngineer fue el primer sistema de diseño 3D CAD paramétrico. El diseño paramétrico utiliza parámetros, dimensiones, rasgos y relaciones para captar el comportamiento deseado del producto y crea una lista que permite la automatización y la optimización del diseño y de sus consiguientes procesos de desarrollo del producto.

ProEngineer proporciona un completo set de diseño, análisis y capacidades de fabricación sobre una única plataforma integral escalable. Estas capacidades incluyen: modelado de sólidos, modelado de superficies, renderización, interoperabilidad de datos, diseño de sistemas dirigidos, simulación, análisis de tolerancias, diseño de mecanizado y NC.

Todos los datos son asociativos y permutables entre el CAD, CAE y módulos sin conversión. Un producto y sus listas de material enteras (BOM) pueden ser modelados con exactitud con dibujos totalmente asociativos procedentes de ingeniería, y la revisión controla la información.

Pro/Engineer es una aplicación más del amplio sistema de desarrollo de producto desarrollado por PTC. Se une a la perfección a otras soluciones del PTC incluyendo Windchill (gestión de contenidos y procesos), ProductView (simulación avanzada y visualización interactiva), Mathcad (cálculos de Ingeniería) y Arbortext (publicación dinámica).

## Capacidades

Como cualquier software actual, se encuentra en continuo desarrollo para incluir nuevas funcionalidades disponibles para el ingeniero:

- Ingeniería de Diseño: ProEngineer ofrece una gama de instrumentos para permitir la generación de una representación completa digital del producto tras su diseñado previo. Además de los instrumentos de geometría generales existe también la capacidad de generar la geometría de otras disciplinas de diseño integradas como el trabajo de tubos industriales estándares y

definiciones de alambrado completas. Los instrumentos están también disponibles para incorporar el diseño de ECAD en el entorno de modelado 3D para permitir el desarrollo colaborativo.

Estos instrumentos proporcionan conceptos de Diseño Industrial real, de manera que pueden ser usados como referencia antes de realizar el producto. Esta gama de bosquejos de diseño conceptuales facilita la obtención de datos y los hace comprensivos para los diseñadores.

- Análisis: ProEngineer posee numerosos instrumentos de análisis disponibles, todos ellos dirigidos a la obtención de estudios térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga FEA, con el fin de ayudar al desarrollo del producto. Estos instrumentos incluyen factores humanos, la tolerancia de la fabricación, flujo de moldeo y optimización de diseño. La optimización de diseño puede ser usada en un nivel de geometría con el fin de obtener las dimensiones de diseño óptimas, en conjunción con el análisis FEA.

- Fabricación: Gracias a las capacidades fundamentales del software, se proporciona un variado juego de instrumentos en el entorno de la fabricación, en forma del diseño mecanizado y simulación de trabajo de una máquina de CNC.

Las opciones de mecanizado cubren instrumentos específicos para el moldeo, la fundición a presión y el diseño mecanizado progresivo.

ProEngineer ofrece las funciones siguientes:

- Modelado completo de sólidos 3D
- Documentación detallada: planos 2D y 3D
- Creación técnica de superficies
- Modelado de conjuntos
- Modelado y documentación de soldadura
- Diseño de mecanismos y animación de diseños
- ModelCHECK™, herramienta de validación de diseños
- Interoperabilidad de datos y reparación de datos importados



- Prestaciones Web integradas
- Completa biblioteca de piezas, funciones y herramientas

## Entorno de ProEngineer

El entorno de trabajo de ProEngineer es muy completo y está diseñado de la manera más sencilla posible para ser accesible a cualquier usuario desde un primer momento.

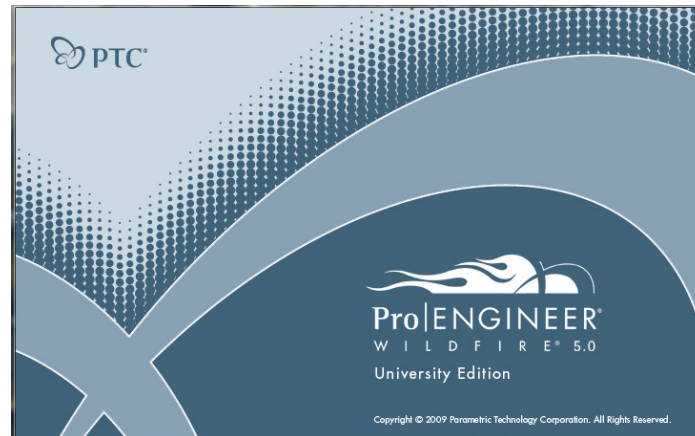


Figura 5.2: Ilustración inicio sesión ProEngineer

En la figura que se muestra a continuación podemos observar la disposición de la pantalla de trabajo de ProE, con las distintas zonas que la componen.

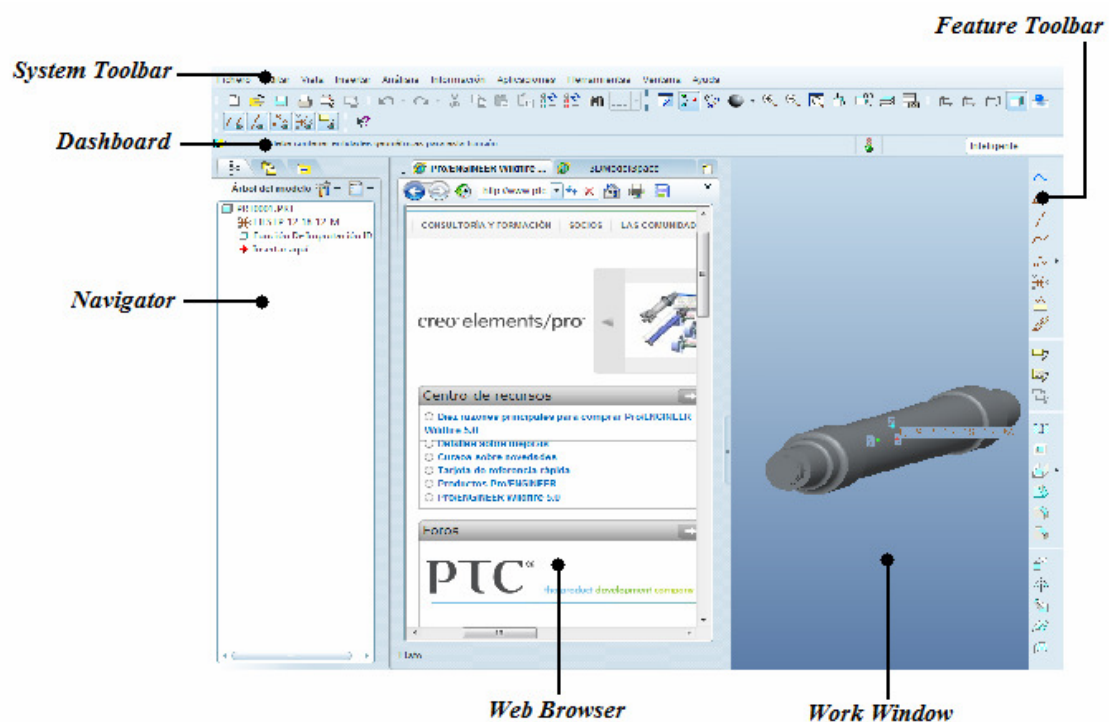


Figura 5.3: Esquema disposición software ProEngineer



- Ventana principal de trabajo: En esta ventana podemos encontrar el modelo de trabajo.
- Navigator: Uno de los elementos clave es el Model Tree, árbol del modelo o estructura del modelo activo.

El tipo de información varía dependiendo de si el modelo es un conjunto (assembly) o un componente (part).

Por otro lado, mediante este navegador se puede navegar entre carpetas o abrir/cerrar archivos (Folder Browser), controlar las distintas capas del modelo así como acceder a catálogos online.

- System Toolbar: Comprende los distintos menús e iconos necesarios para interactuar sobre el modelo.

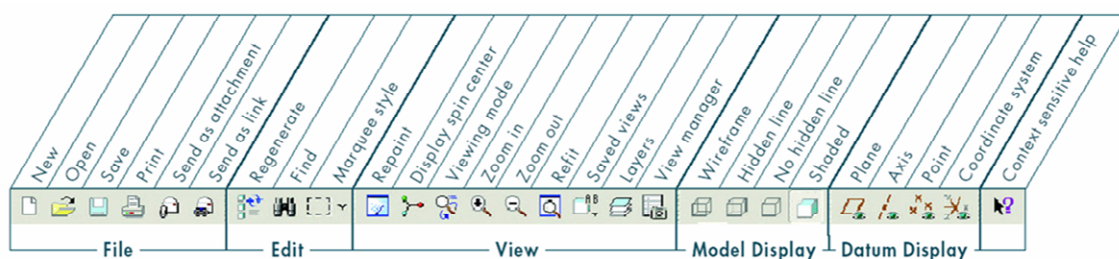


Figura 5.4: System Toolbar

- Feature Toolbar: Esta zona permite acceder a las funciones de construcción y edición más habituales de ProEngineer. Entre ellas podemos encontrar los comandos de Extrusión, Vaciado, protusión por barrido, chaflanes, etc.



Figura 5.5: FeatureToolbar

- DashBoard: Guía al usuario durante el proceso de creación de un modelo. Incluye entre otros el "Message Area" (el sistema suministra información sobre el estado de la operación) y el "Status Bar" (información sobre el menú/icono que se selecciona).

## Tipos de ficheros soportados

La gestión completa de un proyecto requiere el uso de diferentes módulos de ProEnginner, cada uno de ellos dedicado a una labor específica (modelado de sólidos, montaje de conjuntos, realización de planos 2D, etc...) Para facilitar la gestión del proyecto, los ficheros generados por los distintos módulos tienen distintas extensiones.

Cuatro de los tipos de archivos más reseñables o imprescindibles de este software son los siguientes:

- Assembly (\*.ASM): Archivo de conjunto. Un archivo tipo Conjunto puede contener uno a más archivos de tipo conjunto o tipo Pieza.
- Part (\*.PRT): Archivo de pieza. Un archivo de pieza está formado por un conjunto de funciones (extrusiones, cortes, agujeros, redondeos, etc).
- Drawing (\*.DRW): Archivo de dibujo. Un archivo de dibujo es un plano en 2D formado por vistas provenientes de los modelos 3D citados previamente
- Step (\*.STP): Archivo CAD. Los archivos STEP son el formato internacional desarrollado para cubrir algunas limitaciones de las normas de conversión de datos.

Existen más tipos de archivo con posibilidad de uso en ProEngineer, como por ejemplo archivos de fabricación, formatos, informes, archivos de información, layouts, diagramas, procesos de montaje, etc.

## 6. Motocicleta Honda CBR-600.

### 6.1. Motocicleta Honda CBR

La CBR600RR de 2003 fue la motocicleta de serie más avanzada de Honda. Para diseñarla se comenzó tomando como base la RC211V, campeona 2002 de MotoGP. De esta forma, se incorporaron un gran número de avances, entre el que destaca el nuevo reparto de pesos, buscando un comportamiento más agresivo y una respuesta instantánea. Para ello se fabricó un nuevo depósito de gasolina en posición central, un nuevo escape elevado, así como una suspensión trasera Pro-Link exclusiva. Así, la CBR600RR sería la primera moto de calle que incorporaría avances procedentes del mundo de la competición el mismo año que el modelo de GP.

Todo ello supuso una nueva forma, así como un comportamiento más agresivo. No en vano, la designación RR se refiere a Racing Replica.

#### Rediseño de 2009:

Actualmente, Honda sigue ofreciendo el modelo más ligero del sector. Aunque algunos cambios introducidos como el par mejorado en la franja de 8000-12000 rpm y la reducción de ruidos y la mejora de estabilidad a través del rediseño del carenado, significaron un aumento del material usado, el peso total permanece igual con respecto al modelo anterior. Esto se logra a través de un ahorro de material en el motor, escape y resto de elementos.



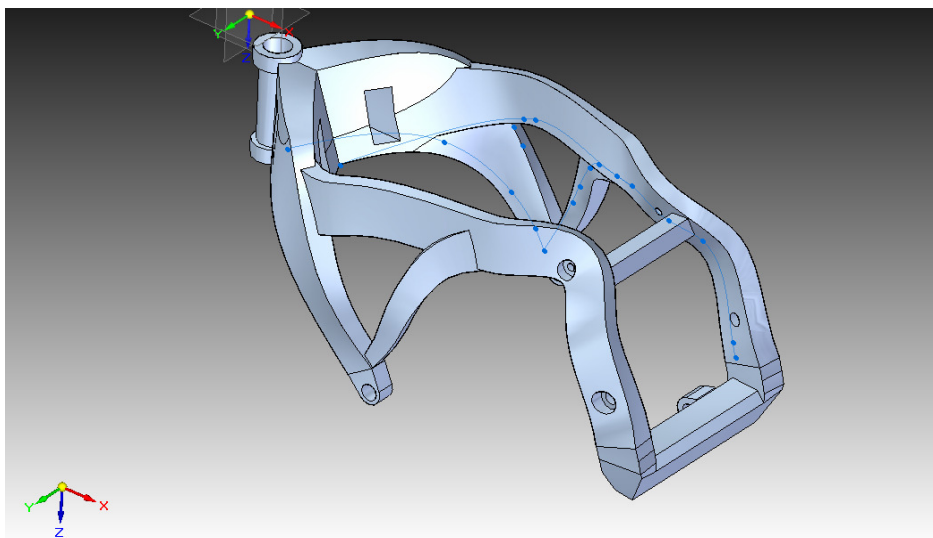
*Figura 6.1: CBR600RR (2009).*

## 6.2. Modelado del chasis

El chasis del modelo CBR600RR corresponde al tipo de doble viga de aluminio, y está compuesto por varias piezas fundidas, soldadas entre sí. Estas piezas abrazan el motor y lo sujetan, uniendo la pipa de dirección con el eje de la suspensión trasera. Por otro lado, existe un subchasis trasero para mantener el asiento del piloto, mientras que la suspensión trasera se fija al propio chasis.

Como se indicó antes, este tipo de chasis es muy común en motocicletas de competición, ya que ofrece la ventaja de que deja mucho espacio libre, muy útil para acceder al motor o a elementos como el carburador o las bujías; así que como ésta motocicleta deriva del modelo RC211V de GP, es lógico que monte esta clase de chasis.

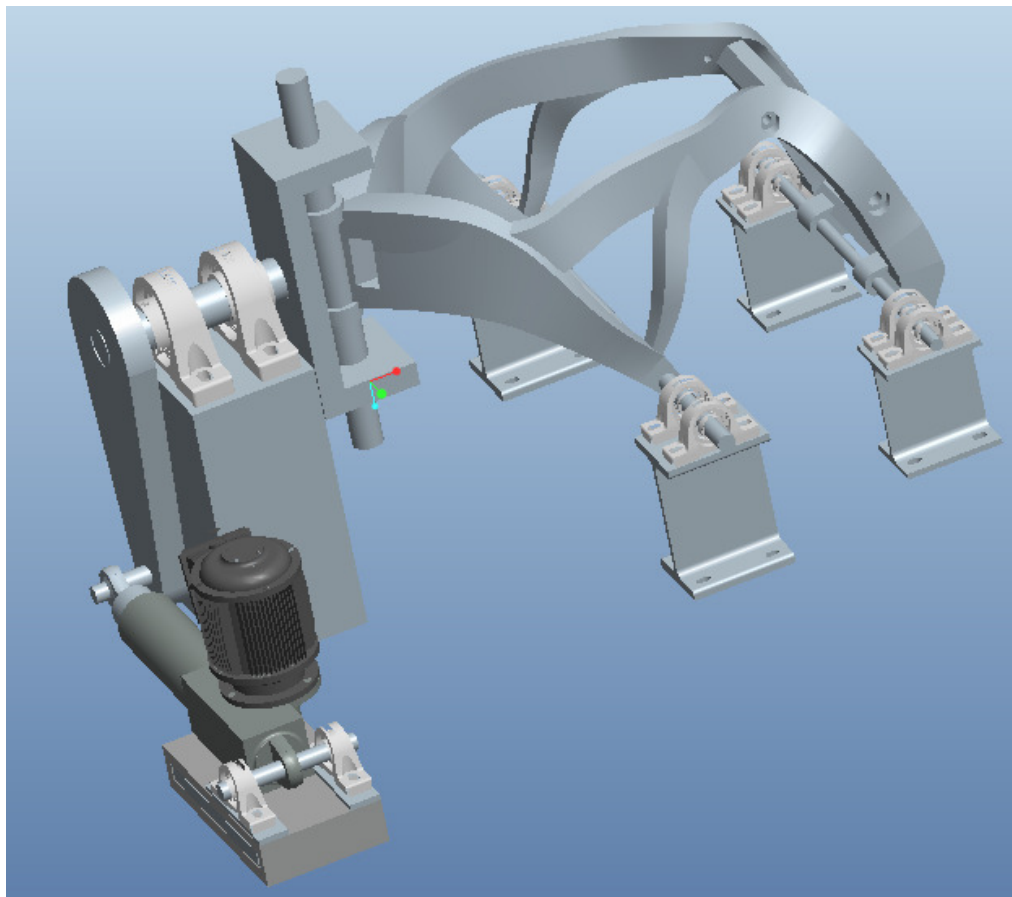
El proceso de modelado corresponde a un proyecto anterior al mío enmarcado dentro de los proyectos y estudios del MotoStudent cuyo título es: Modelado y simulación de un chasis de motocicleta Honda CBR600RR. Dicho proceso comenzó con la toma de medidas del chasis original. Para ello, se montó el chasis en un potro, donde se midieron las principales cotas de referencia, tales como la situación de la pipa, de los anclajes, así como del eje del basculante. Esto se hizo así con el fin de tener una referencia fiable de los elementos más significativos.



*Figura 6.2: Chasis modelado.*

## 7. DISEÑO Y REALIZACIÓN DEL BANCO PRUEBA

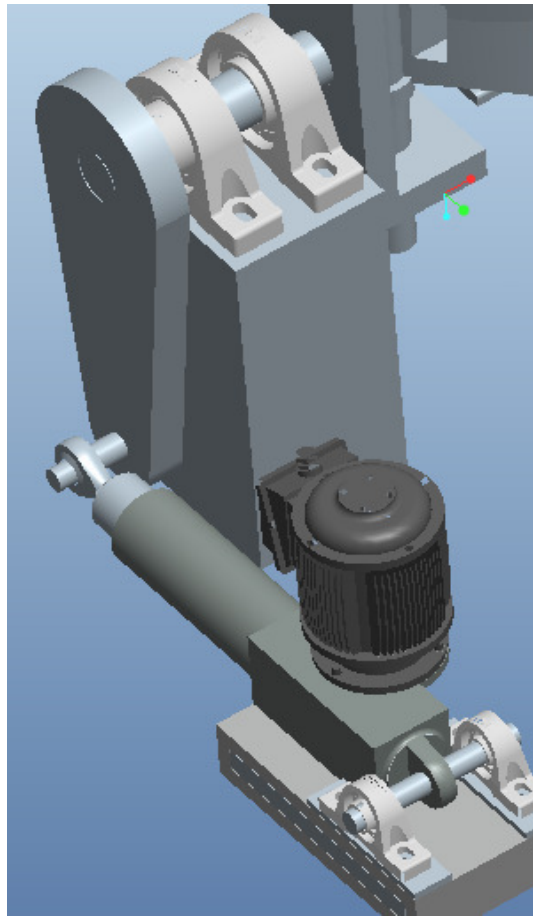
El banco de prueba se diseñó e implementó con el fin de tener una máquina económica, flexible y que pueda garantizar todo tipo de pruebas.



*Figura 7.1: Vista general bancada*

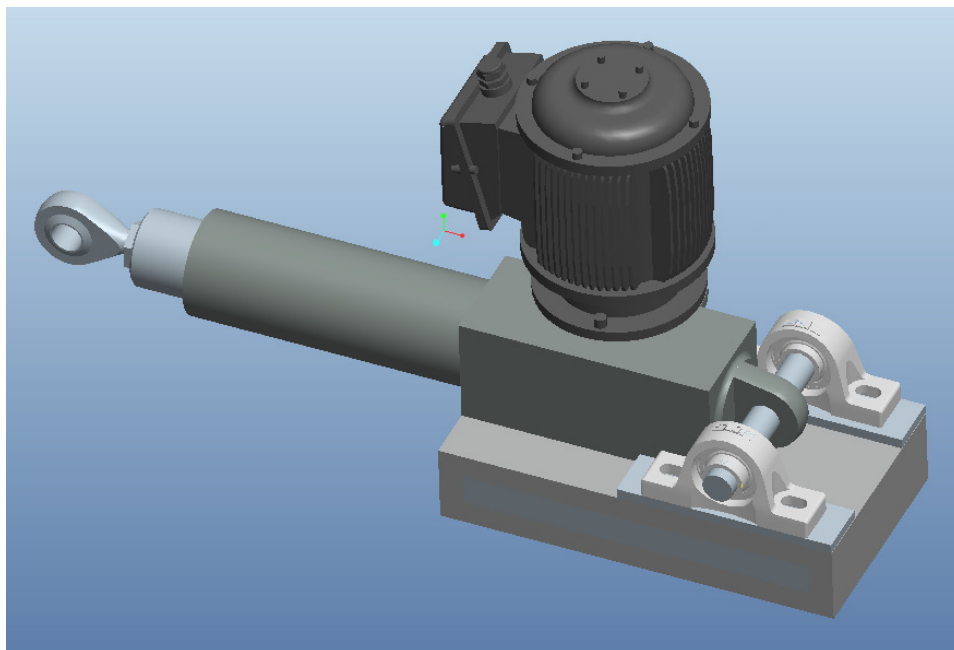
La fuerza viene aplicada mediante un actuador hidráulico, dicho actuador está unido a una base, diseñada para la bancada, a través de una barra horizontal sustentada por un rodamiento en cada extremo. Con ello se le permite un grado de libertad al actuador en un plano perpendicular al suelo y paralelo al brazo con el objetivo de que cuando el pistón del actuador sea accionado y comience a avanzar solidario con el avance del brazo, y siendo el movimiento de este un movimiento circular, el pistón pueda avanzar sin problemas al no estar anclado a su propia base, sino con un grado de libertad de movimiento permitido.

Se puede observar a continuación:



*Figura 7.2: Sistema aplicación de la carga*

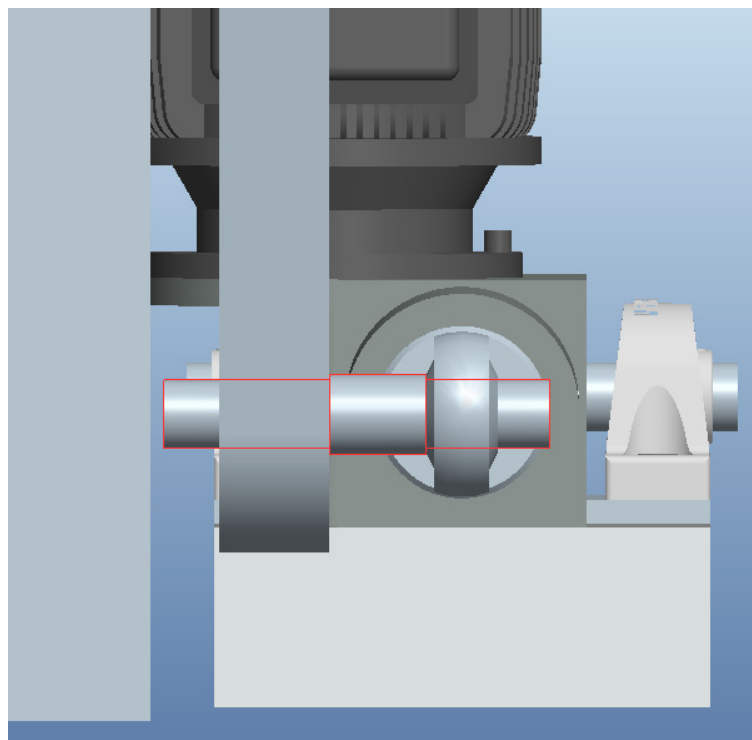
El actuador está montado sobre una base diseñada para nuestra bancada orientada y fijada a las bases de la misma:



*Figura 7.3: Actuador hidráulico.*

El siguiente paso fue el estudio de un dispositivo que transmitiera el par a la cabeza de la dirección: se pensó en una C que transmitiera el par y que conectara el eje horizontal con el tubo de dirección. Se propondría así una prueba experimental similar a la realidad, que sea fácilmente adaptable a las diversas pipas de dirección.

Para aplicar la fuerza ha sido montado un brazo en el extremo libre del eje quedando soldada la unión brazo-eje. Dicho brazo se fija en su otro extremo al pistón del actuador hidráulico ya que existe una pequeña distancia entre ambos debido a la configuración del propio sistema. Irá fijado mediante un tornillo roscada al brazo y apretado en su extremo de forma que quede conectado el perno de argolla del pistón con el brazo, colocando además un casquillo entre ambos de forma que cuando se accione el pistón no haya un desplazamiento en el plano horizontal (paralelo a tierra). En la siguiente figura se muestra la unión:

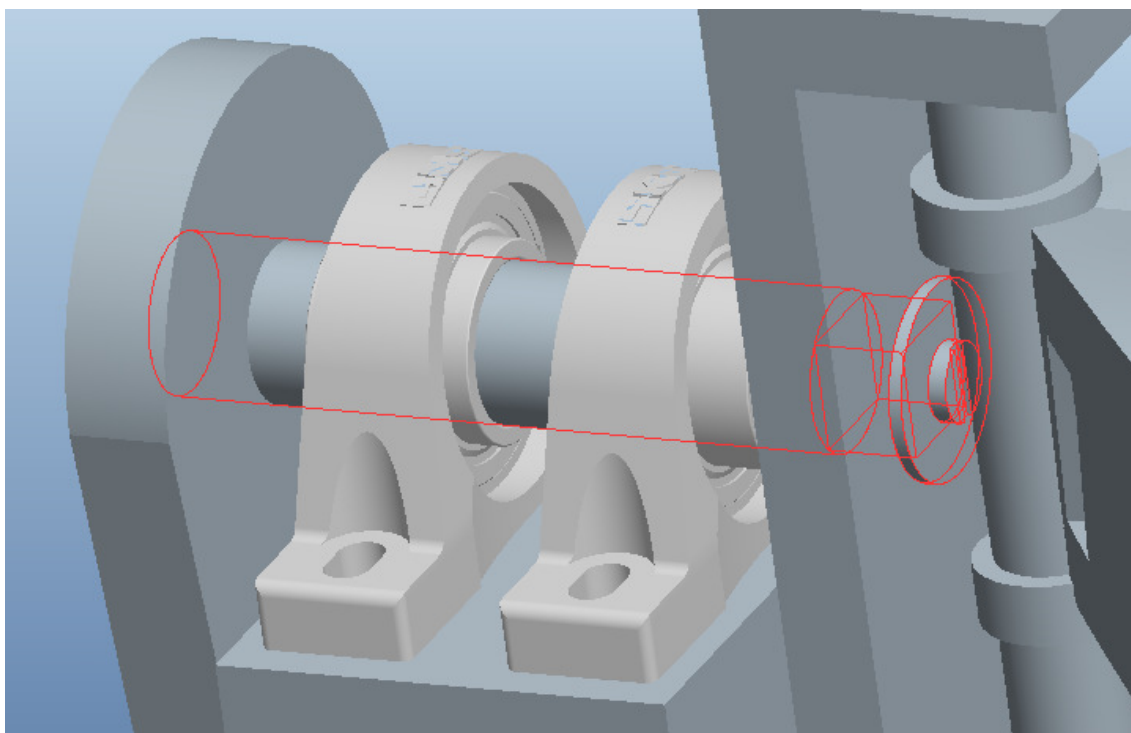


*Figura 7.4: Unión actuador-brazo.*



El perfil de agarre a “C”, incluido en el sistema de aplicación de la carga, está conectado al eje mediante una sección cuadrada, al contrario que en la unión eje-brazo donde permanecían soldados entre sí, esto se debe simplemente a un criterio de montaje, será más sencillo de montar además que si se soldaran ambos extremos del eje sería imposible meter los rodamientos necesarios que sustentarán el propio eje.

Por lo tanto el eje termina en sección cuadrada en uno de sus extremos, extremo que se aloja dentro de la C, que cuenta con una sección de las mismas dimensiones para que se ajuste perfectamente.



*Figura 7.5: Eje-C. Sección cuadrada.*

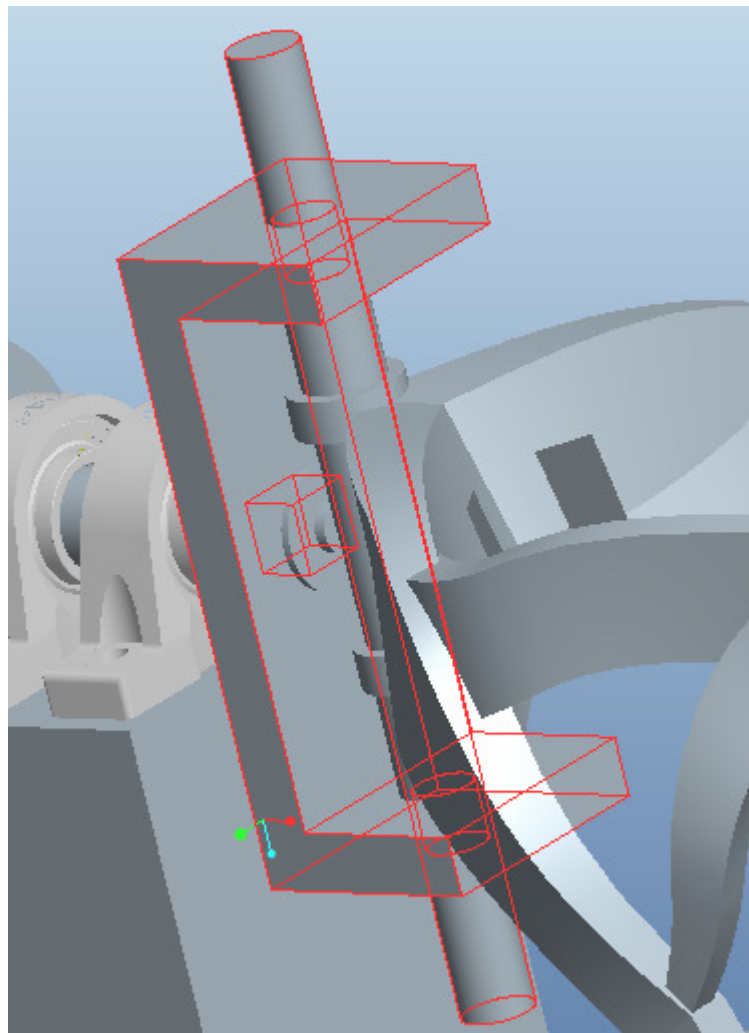
El perfil de agarre “C” está a su vez conectado con la pipa de dirección mediante un eje vertical que atraviesa la pipa y los dos extremos de la C.

El contacto entre los agujeros pasantes de la C y el eje vertical se producirá a través de un casquillo que se adaptará a las dimensiones requeridas y que si fuese necesario, tras haber sometido a la bancada a múltiples pruebas, podrá ser cambiado y repuesto sin necesidad de cambiar el eje vertical, reduciendo así los costes de las pruebas.



En los extremos de la pipa, tanto superior como inferior, están alojados unos rodamientos que permiten el giro del eje de dirección durante la conducción de la motocicleta.

Para nuestro diseño sustituiremos esos rodamientos por unos testigos, de sección maciza, cuyo diámetro exterior se adaptará al interior del extremo de la pipa y cuyo diámetro interior se adaptará al diámetro del eje vertical anteriormente descrito, de forma que el contacto pipa de dirección-eje vertical será a través de estos dos testigos alojados en los extremos de la pipa quedando el resto de la superficie interior de la pipa sin contacto alguno con ningún elemento, tal y como sucede en la configuración y montaje de una motocicleta.



*Figura 7.6: C y eje vertical.*

Dependiendo del modelo del chasis estudiado, así cambia el tamaño de la pipa de dirección. Al profundizar en el estudio se observó que la medida de la pipa de dirección no difiere mucho de una moto a otra, tanto en longitud y diámetro.

En función del diámetro interior de la pipa de dirección así se diseñan los testigos. De forma que sólo habría que cambiar dichos testigos cuando se quiera simular distintos chasis de motocicletas.

El eje vertical, al igual que en el estudio C-eje horizontal, no será necesario cambiarlo por otro de otras dimensiones, pudiéndose utilizar en consecuencia para cualquier tipo de chasis.

Además la distancia entre los extremos de la C es lo suficientemente grande para alojar entre sus extremos las distintas alturas de pipas de dirección que podamos encontrar en el análisis de los diferentes chasis en estudio.

Se utilizarán unos casquillos cuyo diámetro interior será igual al diámetro del eje vertical e irán alojados en él, entre los extremos de la pipa y la C, con ello evitaremos posibles desplazamientos verticales de la pipa de dirección, centrándose el estudio en los testigos interiores de la pipa como anteriormente se ha descrito.

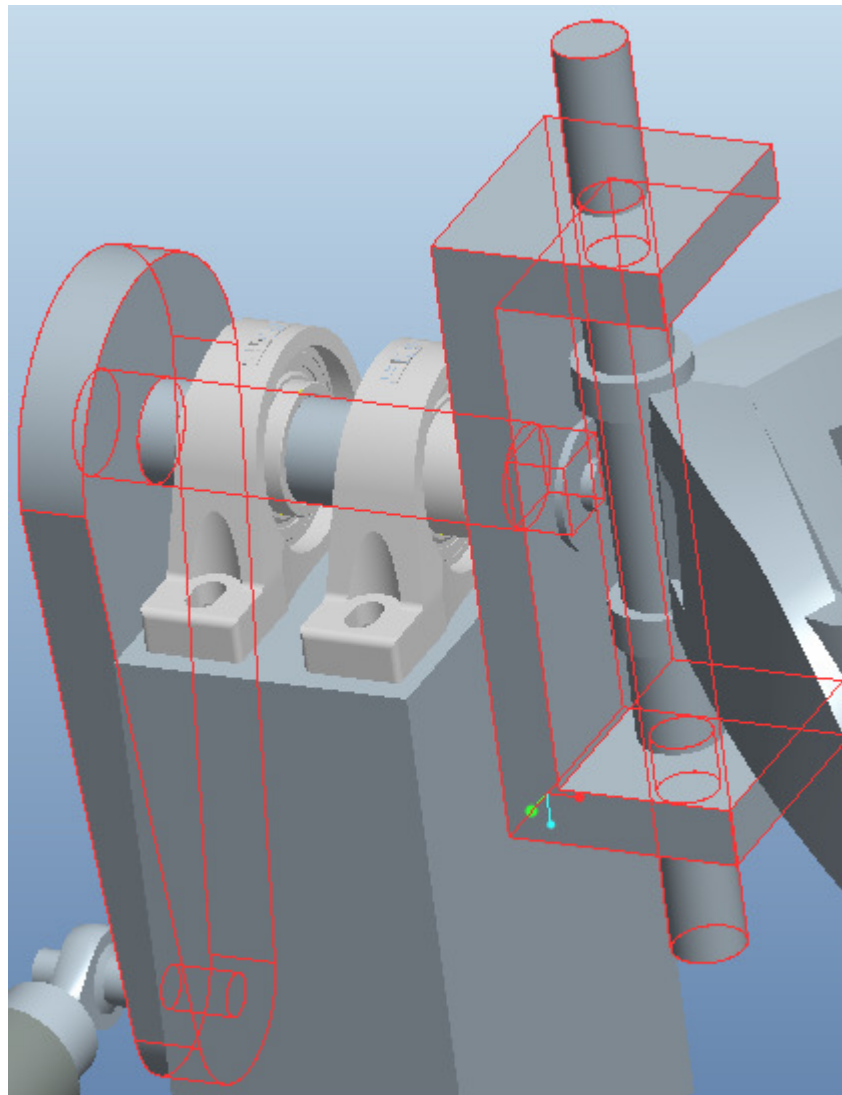
El agarre de la C serviría tanto para la prueba a torsión como para la prueba a flexión del chasis, simplemente rotándola 90° en el plano horizontal, haciendo posible aplicar el par a fin de medir la rigidez a la torsión y a la flexión del chasis, en ambas direcciones donde se encuentran disponibles, es decir, la simulación de un paso por curva y la simulación del efecto de frenado.

Para los ensayos de flexión y torsión del chasis se podrá cambiar de posición la zona frontal de la estructura, sin cambiar la colocación del chasis ni de los soportes traseros. Esto se detallará, incluyendo la disposición de la bancada para cada tipo de ensayo, en el próximo capítulo.

Además se han previsto dos soportes traseros independientes para poder adaptarlos a las variaciones de anchura entre los diferentes chasis. La solución adoptada resulta válida, también en sentido longitudinal, para agarrar a tierra los chasis cuyas distancias entre ejes sean muy diferentes, como, por ejemplo, el modelo de trial (cuya distancia entre ejes es bastante baja) o el modelo de custom (que al contrario y por lo general tiene una distancia entre ejes alta).

Todas las partes son desmontables para obtener la máxima flexibilidad.

A continuación se detalla en la figura la disposición del conjunto Eje vertical-C-Eje horizontal-Brazo:



*Figura 7.7: Conjunto Eje vertical-C-Eje horizontal-Brazo.*

## 7.1. MATERIAL UTILIZADO

### Acero A36

El material utilizado es el acero A36, un tipo de material que por sus características detalladas a continuación se adapta muy bien al diseño de nuestra bancada.

El acero A36 es una aleación de acero al carbono de propósito general muy comúnmente usado en Europa y en los Estados Unidos, aunque existen muchos otros aceros, superiores en resistencia, cuya demanda está creciendo rápidamente. La denominación A36 fue establecida por la ASTM (American Society for Testing and Materials).

#### Propiedades:

Como la mayoría de los aceros, el A36, tiene una densidad de 7850 kg/m<sup>3</sup> (0.28 lb/in<sup>3</sup>). El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 plg (203,2 mm) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores mayores de 8 plg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPA (32 ksi), y el mismo límite de rotura.

Para nuestro caso y el acero que posteriormente se utilizará en la simulación será el A36-ASTM:

Material	Young's Modulus (Modulus of Elasticity) - E -		Ultimate Tensile Strength - S <sub>u</sub> - (10 <sup>6</sup> N/m <sup>2</sup> , MPa)	Yield Strength - S <sub>y</sub> - (10 <sup>6</sup> N/m <sup>2</sup> , MPa)
	(10 <sup>6</sup> psi)	(10 <sup>9</sup> N/m <sup>2</sup> , GPa)		
Stainless Steel, AISI 302			860	502
Steel, Structural ASTM-A36		<b>200</b>	<b>400</b>	<b>420</b>
Steel, High Strength Alloy ASTM A-514			760	690

Tabla 7.1 Propiedades acero A-36

## Formas:

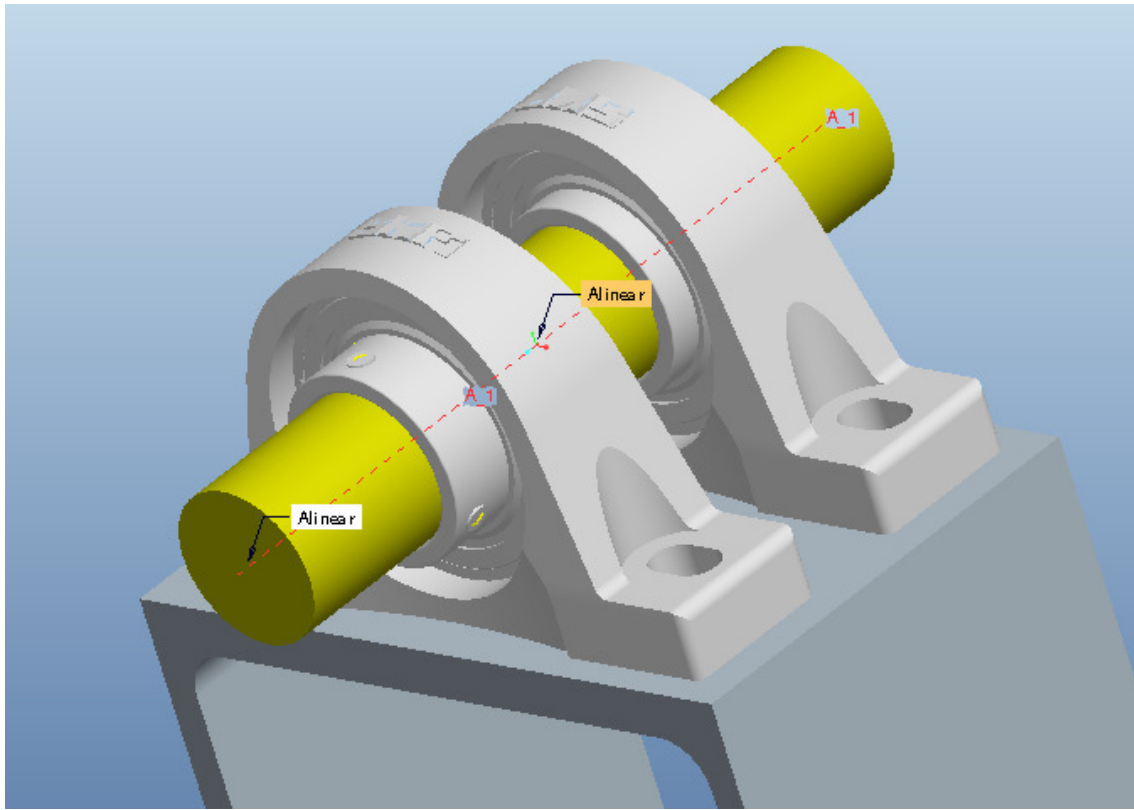
El acero A36 se produce en una amplia variedad de formas, que incluyen:

- Planchas
- Perfiles estructurales
- Tubos
- Barras
- Láminas

## Métodos de unión:

Las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la Soldadura por arco metálico protegido (SMAW, Shielded metal arc welding), Soldadura con arco metálico y gas (GMAW, Gas metal arc welding), y soldadura oxiacetilénica. El acero A36 es también comúnmente atornillado y remachado en las aplicaciones estructurales: edificios, puentes, torres, etc.

## 7.2. ESTUDIO DEL EJE HORIZONTAL



*Figura 7.8: Eje.*

### Cálculo de un eje a cargas estáticas:

La teoría del esfuerzo cortante máximo (E.C.M) establece que se produce la fluencia cuando la tensión cortante alcanza el valor del esfuerzo cortante máximo. El esfuerzo cortante máximo se define como el correspondiente a la fluencia del material en el ensayo de tracción, esto es  $S_y/2$ .

Es la teoría para el cálculo de un eje a cargas estáticas más restrictiva y por lo tanto es la usada.

En la tesis doctoral de Giuseppe Polucci (“Dimensionamento di un telaio di motocicletta: Modello di simulazione e risultati di calcolo”, Universidad de Roma), estudian el comportamiento del chasis de la motocicleta sometido a tres pruebas diferentes.

A nosotros nos interesa el valor más alto del momento establecido entre las 3 pruebas, valor ya comprobado que utilizaremos para dimensionar nuestro eje, por consiguiente tenemos:

- Análisis de frenada:

Las diferentes fuerzas que actúan sobre una motocicleta durante la frenada, provocan un par de fuerzas iguales y de sentido contrario en los extremos de la pipa de dirección. El sentido de la fuerza en el extremo superior será el del sentido de la marcha, mientras que en el extremo inferior, el sentido de la fuerza será el contrario.

Sabemos que, para una deceleración de  $10.88 \text{ m/s}^2$ , el momento resultante de aplicar el par de fuerzas anterior es de  $M=1198.9 \text{ Nm}$ . que nos da una idea muy aproximada de lo que sería capaz de soportar la moto.

Por otro lado, la deceleración de  $10.88 \text{ m/s}^2$  supone pasar de  $100 \text{ Km/h}$  a  $0$  en  $2.55$  segundos, lo que sin duda se trata de una conducción muy agresiva, algo que tendrá lugar en muy contadas ocasiones.

- Análisis de paso por curva:

Al igual que en el ensayo de frenada, el paso por curva provocará dos fuerzas iguales, pero de sentido contrario, en la pipa de dirección. El sentido de la fuerza en el extremo superior será hacia el interior de la curva, mientras que en el extremo inferior, el sentido de la fuerza será el contrario.

De nuevo, se tendrá un momento resultante de la aplicación de dicho par de fuerzas, que para un radio de giro de 60 m, una velocidad constante de 100 Km/h y una inclinación también constante, se tendrá un momento de  $M=128.31 \text{ Nm}$ .

- Análisis de paso por obstáculos:

Habrà una fuerza aplicada que tendrá la dirección del eje de la pipa de dirección, con sentido vertical. Se trata, por tanto de un caso distinto a los dos anteriores, en el que no se ocasiona momento en la pipa, por lo tanto  $M = 0 \text{ Nm}$ .

Así, para el caso de paso por obstáculo, se indica que para un obstáculo de 10 cm de altura y una velocidad de la motocicleta de 50 Km/h, la fuerza transmitida a la parte inferior de la pipa de dirección será de 6579.8 N.

Es difícil encontrar en vías transitables obstáculos completamente verticales de tal altura, y es muy poco probable que si existen, el conductor vaya a velocidades elevadas. Por lo tanto, este análisis sería útil para comprobar las propiedades mecánicas del chasis en el caso extremo de impactar contra escalones laterales en, por ejemplo carreteras muy bacheadas o socavones.

Con el estudio de los tres casos posibles hecho, el valor del momento mayor se encuentra en el análisis de frenada, donde:

- $T = 1198.9 \text{ Nm}$  = Momento torsor aplicado.



A partir de aquí, para el cálculo de un eje sometido a cargas estáticas tenemos la siguiente expresión:

- Sometido a un par torsor T:

$$\tau_{xy} = \frac{T \cdot d / 2}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$\sigma_x$  = Tensión de flexión (tensión normal según la dirección x).

$\tau_{xy}$  = Tensión de torsión (tensión tangencial en el plano xy).

I = Momento de inercia transversal del eje =  $\frac{\pi \cdot d^4}{64}$ .

J = Momento de inercia polar del eje =  $\frac{\pi \cdot d^4}{32}$

d = Diámetro del eje.

Pero aplicando la teoría más restrictiva, la teoría de tresca para el cálculo de un eje sometido a cargas estáticas, tenemos que:

$$S_{sy} = S_y / 2 \quad n = S_{sy} / \tau_{\max}$$

$$d = \left[ \frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Así pues tenemos:

Al sustituir el valor de  $T=1198.9$  Nm en la fórmula, el valor introducido es el de  $M'= 3T= 3596.7$  Nm. ya que se decidió establecer un valor de 3 veces el momento estudiado para aumentar la seguridad de la configuración y con ello asegurar que la bancada aguantara cualquier tipo de ensayo que se quisiera realizar al chasis:

- $M'= 3600$  Nm.

Suponemos un coeficiente de seguridad de:

- $n= 1.5 > 1$

Y además un Acero A36 con el límite elástico mínimo:

- $S_y= 2.5 \cdot 10^8$  N/m<sup>2</sup> (Acero A36)

Con todas estas restricciones tenidas en cuenta para simular un eje que aguante sobradamente los esfuerzos a los que se le va a someter en una bancada de estas características, tenemos un diámetro de:

- $d= 0.0603$  m.

En cuanto a la longitud del eje, la mínima necesaria para el funcionamiento de la bancada es: Longitud = 300 mm. Teniendo en cuenta las dimensiones que posteriormente se detallan de los dos rodamientos, el brazo y la C.

Se intentó reducir al máximo la longitud del eje. La distancia entre sí de los dos apoyos, los dos rodamientos, es a su vez la mínima y la distancia desde cada rodamiento hasta el extremo del eje también lo debe ser para que la deformación que se pudiera crear entre esos dos puntos sea la mínima y más teniendo en cuenta que en cada extremo va montado el brazo y la C, ya que a mayor distancia mayor deformación del eje.

## 7.3. ESTUDIO DEL SISTEMA DE AGARRE DE LA PARTE DELANTERA DE LA BANCADA

El sistema de agarre del eje se realiza con el apoyo de una columna obtenida de dos perfiles U de alas paralelas (UPE-400, perfil europeo) soldados entre sí y orientados a fin de soportar el máximo momento de inercia en el plano de la sollicitación de los soportes. Con una profundidad de 180mm cada soporte.

Perfiles UPE:

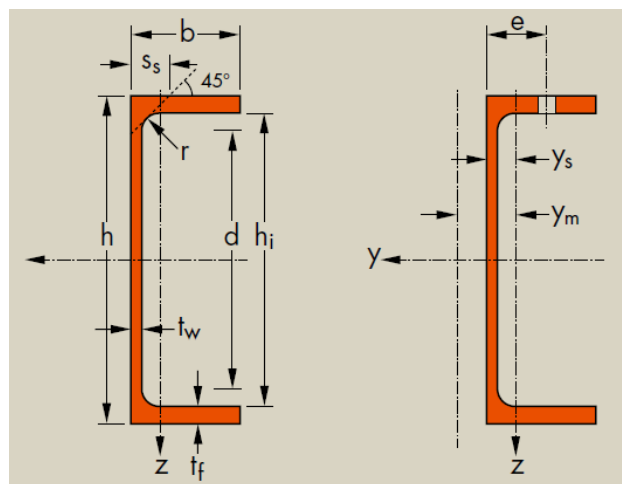


Figura 7.9: Perfil UPE.

Désignation Designation Bezeichnung	Dimensions Abmessungen						Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße					Surface Oberfläche	
G kg/m	h mm	b mm	t <sub>w</sub> mm	t <sub>f</sub> mm	r mm	A mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	h <sub>t</sub> mm	d mm	Ø	e <sub>min</sub> mm	e <sub>max</sub> mm	A <sub>L</sub> m <sup>2</sup> /m	A <sub>C</sub> m <sup>2</sup> /t
UPE 80*	7,90	80	50	4,0	7,0	10	10,1	66	46	-	-	0,343	43,45
UPE 100*	9,82	100	55	4,5	7,5	10	12,5	85	65	M 12	35	0,402	41,00
UPE 120*	12,1	120	60	5,0	8,0	12	15,4	104	80	M 12	35	0,460	37,98
UPE 140*	14,5	140	65	5,0	9,0	12	18,4	122	98	M 16	35	0,520	35,95
UPE 160*	17,0	160	70	5,5	9,5	12	21,7	141	117	M 16	36	0,579	34,01
UPE 180*	19,7	180	75	5,5	10,5	12	25,1	159	135	M 16	36	0,639	32,40
UPE 200*	22,8	200	80	6,0	11,0	13	29,0	178	152	M 20	46	0,697	30,60
UPE 220*	26,6	220	85	6,5	12,0	13	33,9	196	170	M 22	47	0,756	28,43
UPE 240*	30,2	240	90	7,0	12,5	15	38,5	215	185	M 24	47	0,813	26,89
UPE 270*	35,2	270	95	7,5	13,5	15	44,8	243	213	M 27	48	0,892	25,34
UPE 300*	44,4	300	100	9,5	15,0	15	56,6	270	240	M 27	50	0,968	21,78
UPE 330*	53,2	330	105	11,0	16,0	18	67,8	298	262	M 27	54	1,043	19,60
UPE 360*	61,2	360	110	12,0	17,0	18	77,9	326	290	M 27	55	1,121	18,32
UPE 400*	72,2	400	115	13,5	18,0	18	91,9	364	328	M 27	57	1,218	16,87

Tabla 7.2: Parámetros perfiles UPE.

Rodamientos posteriores SY-60-TF:

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos métricos										SKF	
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>	límite con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento		
mm					kN		rpm	kg	-		
60	60	138	69,8	240	52,7	36	3400	4,45	SY 60 TF	SY 512 M	YAR 212-2F

Tabla 7.3: Rodamientos SY-60-TF

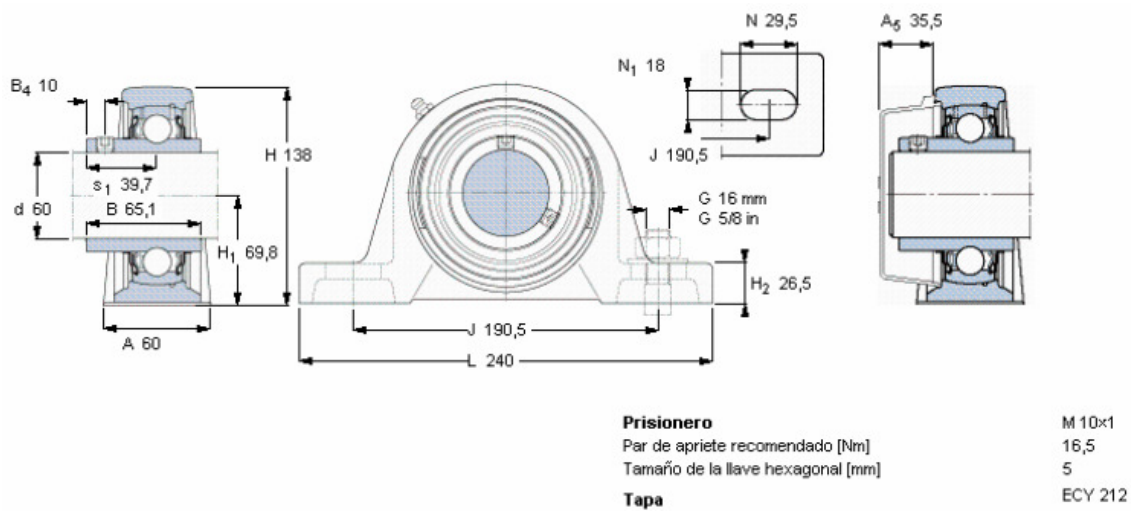
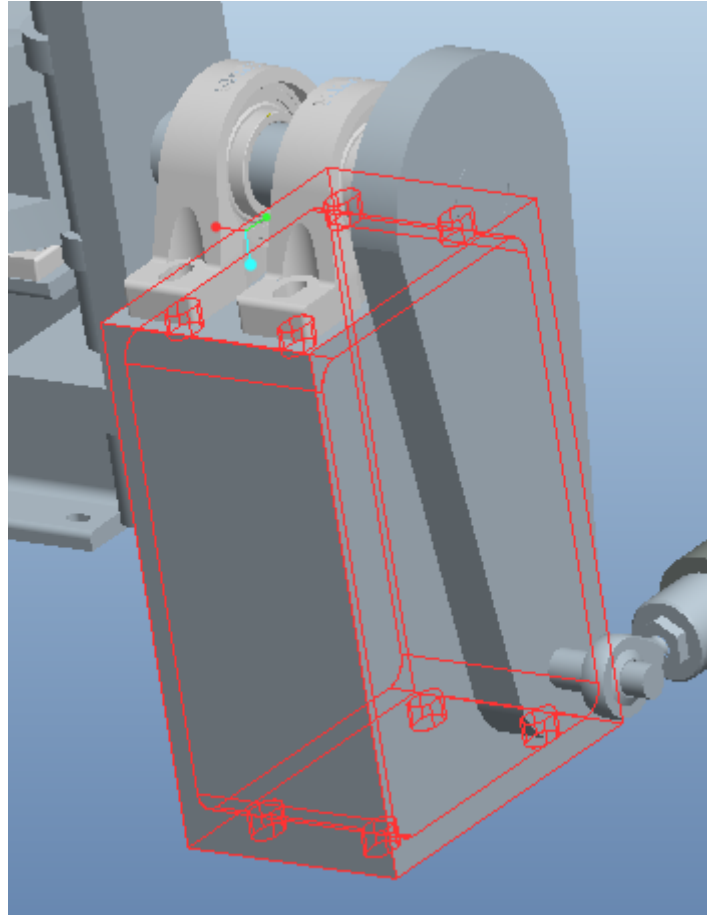


Figura 7.10: Rodamientos SY-60-TF.

Los dos soportes con rodamientos Y utilizados permiten un pequeño desajuste en la orientación del eje, anulando posibles des-alineamientos causados.

En la siguiente figura se puede observar cómo los dos perfiles UPE-400 soldados, con 2 rodamientos SY-60-TF, soportan la parte delantera de la bancada:



*Figura 7.11: Perfiles UPE soldados.*

## 7.4. ESTUDIO DEL BRAZO

El brazo fue dimensionado en función del momento máximo que puede soportar el chasis, momento obtenido de la tesis doctoral de Giuseppe Polucci, un momento de  $M = 3T = 3596.7 \text{ Nm}$ . como ya se indicó anteriormente para la dimensionalización del eje.

La fuerza aplicada en el extremo libre del brazo por la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el punto medio de la unión brazo-eje, debía producir un momento que rondara los 3600 Nm.

Dicha distancia, longitud del brazo, debía ser mayor de los 6 cm. del eje, por lo menos del orden del triple, 18 cm. ya que el brazo iría soldado al eje y este debía aguantar con suficiencia el momento transmitido.

Además debía ser menor de 1 metro, distancia razonable ya que como se indicó en la introducción del proyecto queríamos una bancada simple, económica, fácil de utilizar, cuyas proporciones, en este caso el propio peso del brazo, se ajustaran a dichos objetivos.

Finalmente se pensó en usar actuador hidráulico cuya fuerza aplicada rondara los 10.000 N, siendo por lo tanto la distancia:

$$F_{za} \times \text{distancia} = 3M;$$

$$\text{distancia} = 3600 \text{ Nm} / 10.000 \text{ N} = 0.36 \text{ m. aprox.}$$

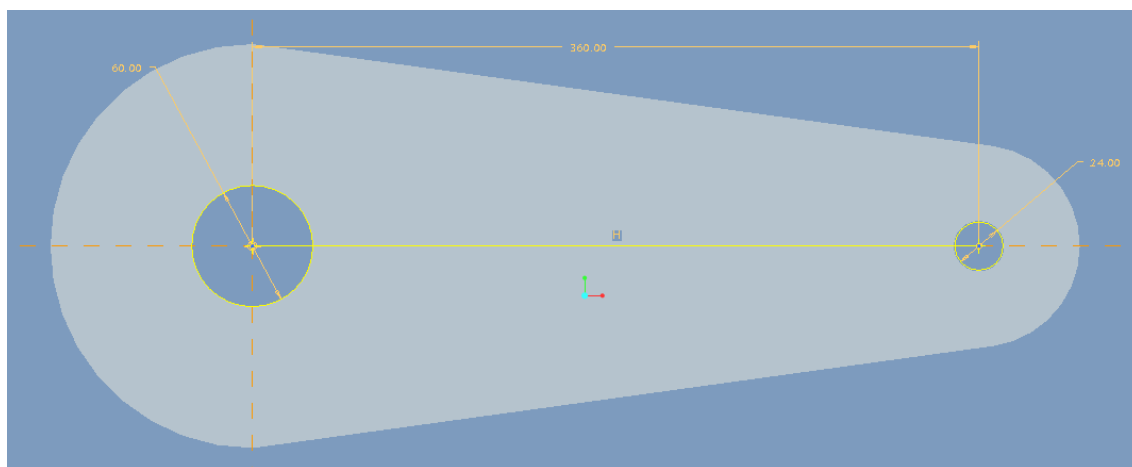
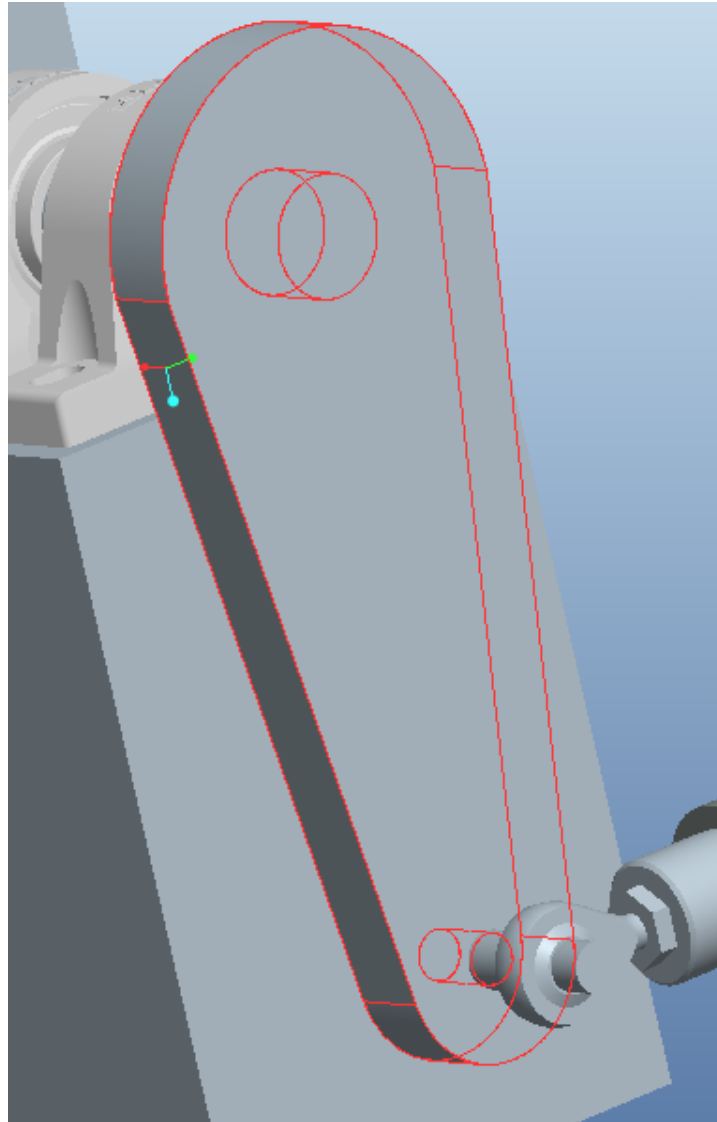


Figura 7.12: Vista del brazo. (Cotas en mm).

El taladro superior debe ajustarse al diámetro del eje calculado anteriormente, que es 60cm., mientras que el taladro inferior es de 24 cm. ajustable al diámetro del perno de argolla del pistón utilizado.



*Figura 7.13: Brazo y anclajes.*

## 7.5. ESTUDIO DE LA C

Se decidió dimensionar la C con un espesor que fuese proporcional al diámetro del eje dimensionalizado anteriormente, ya que debía contener al extremo con perfil cuadrado del eje y transmitir el par con suficiente eficiencia.

A su vez, la C está conectada con el eje vertical, eje que como se ha explicado con anterioridad, atraviesa la pipa de dirección y sirve de vínculo entre la bancada y el chasis sometido a estudio.

Además, la C debe tener una altura suficiente para albergar entre sus extremos la altura de la pipa de dirección, no sólo de nuestro chasis sino de otros modelos incluidos en la misma gama que el elegido para el presente proyecto.

Con dichos condicionantes tenidos en cuenta a la hora de dimensionar la C, la disposición final queda así:

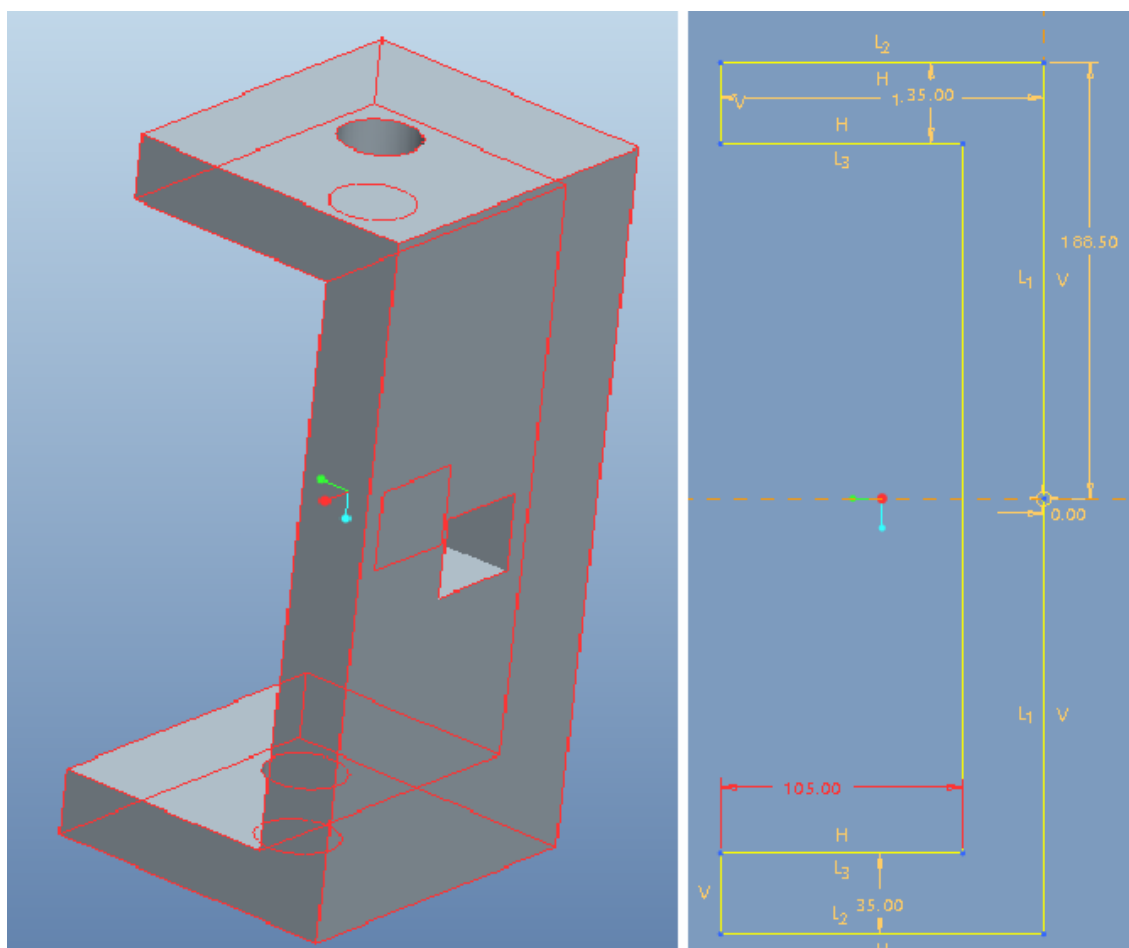


Figura 7.14: Vista de la C. (Cotas en mm).



## 7.6. ESTUDIO DEL SISTEMA DE AGARRE DE LA PARTE POSTERIOR DEL CHASIS

El sistema de agarre de la parte posterior del chasis se realiza con el apoyo de una columna obtenida a partir de un perfil I de alas paralelas (IPE-200, perfil europeo) a cada lado del chasis, siendo dichos perfiles los soportes de dos rodamientos SYJ-34-TF cada uno. Con una profundidad de 140mm cada soporte.

Perfiles IPE:

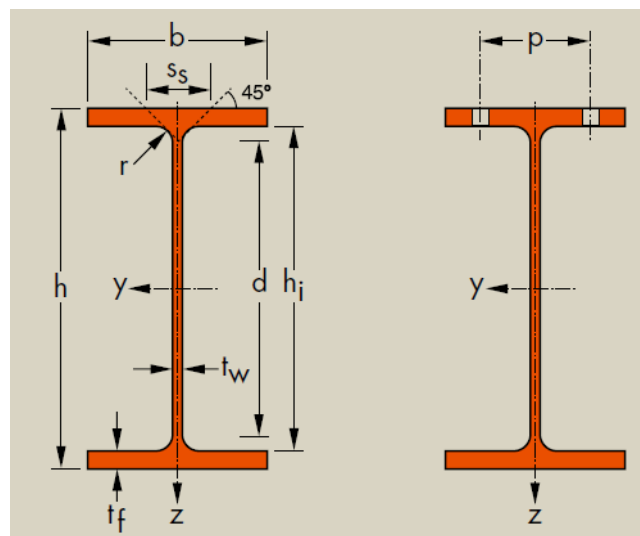


Figura 7.15: Perfil IPE

Désignation Designation Bezeichnung	Dimensions Abmessungen						Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße					Surface Oberfläche	
G kg/m	h mm	b mm	t <sub>w</sub> mm	t <sub>f</sub> mm	r mm	A mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	h <sub>i</sub> mm	d mm	Ø	p <sub>min</sub> mm	p <sub>max</sub> mm	A <sub>L</sub> m <sup>2</sup> /m	A <sub>C</sub> m <sup>2</sup> /t
IPE AA 140*	10,1	136,6	73	3,8	5,2	7,0	12,8	126,2	112,2	-	-	0,546	54,26
IPE A 140*	10,5	137,4	73	3,8	5,6	7,0	13,4	126,2	112,2	-	-	0,547	52,05
IPE 140	12,9	140	73	4,7	6,9	7,0	16,4	126,2	112,2	-	-	0,551	42,70
IPE AA 160*	12,1	156,4	82	4,0	5,6	7,0	15,4	145,2	131,2	-	-	0,621	50,40
IPE A 160*	12,7	157	82	4,0	5,9	9,0	16,2	145,2	127,2	-	-	0,619	48,70
IPE 160	15,8	160	82	5,0	7,4	9,0	20,1	145,2	127,2	-	-	0,623	39,47
IPE AA 180*	14,9	176,4	91	4,3	6,2	9,0	19,0	164,0	146,0	M 10	48	0,693	46,37
IPE A 180*	15,4	177	91	4,3	6,5	9,0	19,6	164,0	146,0	M 10	48	0,694	45,15
IPE 180	18,8	180	91	5,3	8,0	9,0	23,9	164,0	146,0	M 10	48	0,698	37,13
IPE O 180+	21,3	182	92	6,0	9,0	9,0	27,1	164,0	146,0	M 10	50	0,705	33,12
IPE AA 200*	18,0	196,4	100	4,5	6,7	12,0	22,9	183,0	159,0	M 10	54	0,763	42,51
IPE A 200*	18,4	197	100	4,5	7,0	12,0	23,5	183,0	159,0	M 10	54	0,764	41,49
IPE 200	22,4	200	100	5,6	8,5	12,0	28,5	183,0	159,0	M 10	54	0,768	34,36
IPE O 200+	25,1	202	102	6,2	9,5	12,0	32,0	183,0	159,0	M 10	56	0,779	31,05

Tabla 7.4: Parámetros perfiles IPE.

Rodamientos posteriores SYJ-34-TF:

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos en pulgadas										SKF	
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad límite	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento
					dinámica	estática	con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento		
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>					
mm					kN		rpm	kg			
19,05	34	65	33,3	127	12,7	6,55	8500	0,56	SYJ 3/4 TF	SYJ 504	YAR 204-012-2F

Tabla 7.5: Rodamientos SYJ-34-TF

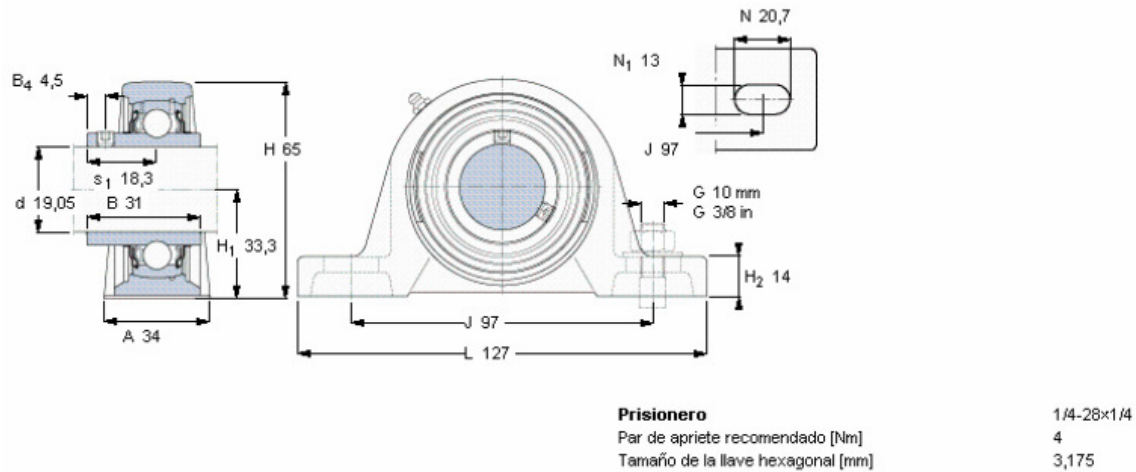


Figura 7.16: Rodamientos SYJ-34-TF

En la siguiente figura se puede observar cómo los dos perfiles IPE-200 a cada lada del chasis, con 2 rodamientos SYJ 34 TF sobre cada uno, soportan la parte posterior del chasis:

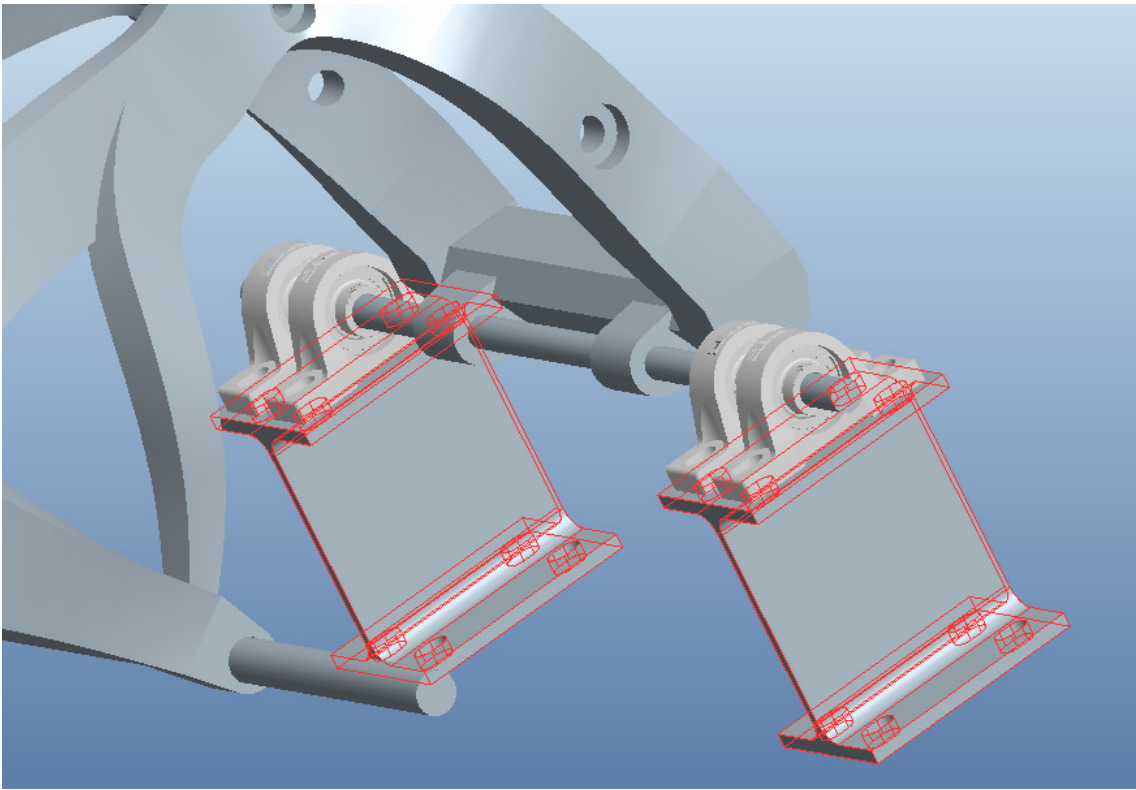


Figura 7.17: Sistema agarre parte posterior.

## 7.7. ESTUDIO DEL SISTEMA DE AGARRE DE LA PARTE MEDIA DEL CHASIS

El sistema de agarre de la parte media del chasis se realiza con el apoyo de una columna obtenida a partir de un perfil I de alas inclinadas (IPN-260, perfil europeo) a cada lado del chasis, siendo dichos perfiles los soportes de dos rodamientos SY-505-U cada uno. Con una profundidad de 150 mm. cada soporte.

Perfiles IPN:

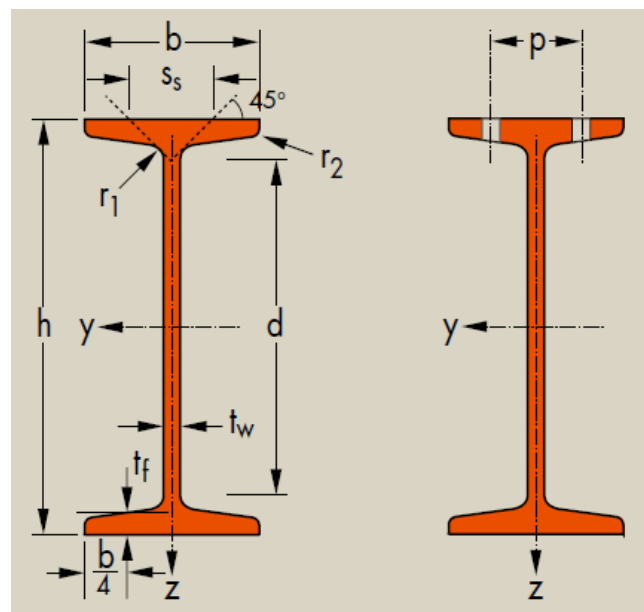


Figura 7.18: Perfil IPN.

Désignation Designation Bezeichnung	Dimensions Abmessungen						Dimensions de construction Dimensions for detailing Konstruktionsmaße					Surface Oberfläche		
G kg/m	h mm	b mm	t <sub>w</sub> mm	t <sub>r</sub> mm	r <sub>1</sub> mm	r <sub>2</sub> mm	A mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	d mm	Ø	p <sub>min</sub> mm	p <sub>max</sub> mm	A <sub>L</sub> m <sup>2</sup> /m	A <sub>G</sub> m <sup>2</sup> /t	
IPN 80*	5,94	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,57	59	-	-	-	0,304	51,09
IPN 100*	8,34	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	75,7	-	-	-	0,370	44,47
IPN 120*	11,1	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	92,4	-	-	-	0,439	39,38
IPN 140*	14,3	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,2	109,1	-	-	-	0,502	34,94
IPN 160*	17,9	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	125,8	-	-	-	0,575	32,13
IPN 180*	21,9	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	27,9	142,4	-	-	-	0,640	29,22
IPN 200*	26,2	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,4	159,1	-	-	-	0,709	27,04
IPN 220*	31,1	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	39,5	175,8	M 10	50	56	0,775	24,99
IPN 240*	36,2	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	46,1	192,5	M 10	54	60	0,844	23,32
IPN 260*	41,9	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,3	208,9	M 12	62	62	0,906	21,65
IPN 280*	47,9	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,0	225,1	M 12	68	68	0,966	20,17

Tabla 7.6: Parámetros perfiles IPN.

Rodamientos posteriores SY-505-U:

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos en pulgadas										SKF	
Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad límite	Masa	Designaciones	Soporte	Rodamiento
					dinámica	estática	con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento		
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>					
mm					kN		rpm	kg	-		
25,4	36	70	36,5	130	14	7,8	7000	0,72	SY 1 TF	SY 505 U	YAR 205-100-2F

Tabla 7.7: Rodamientos SY-505-U

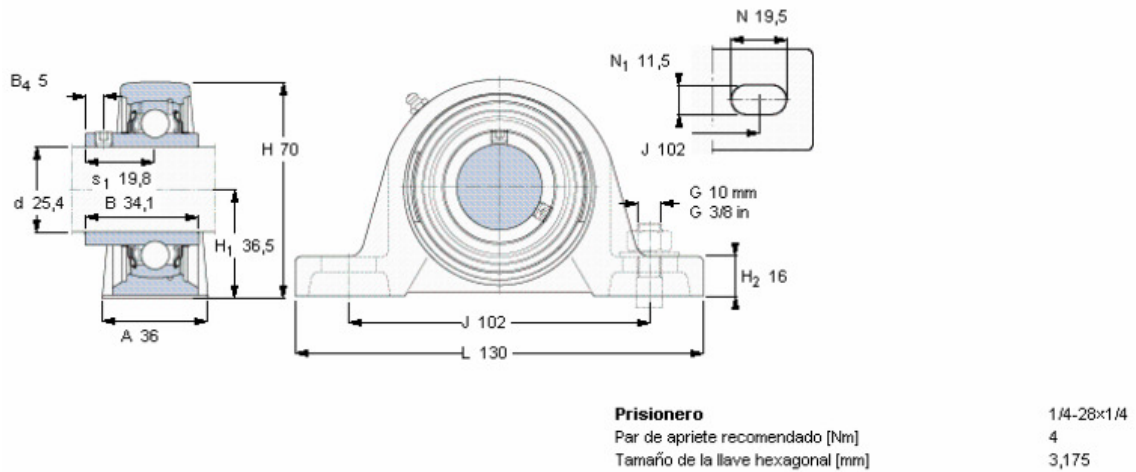


Figura 7.19: Rodamientos SY-505-U.

En la siguiente figura se puede observar cómo los dos perfiles IPN-260 a cada lada del chasis, con 2 rodamientos SY-505-U sobre cada uno, soportan la parte media del chasis:

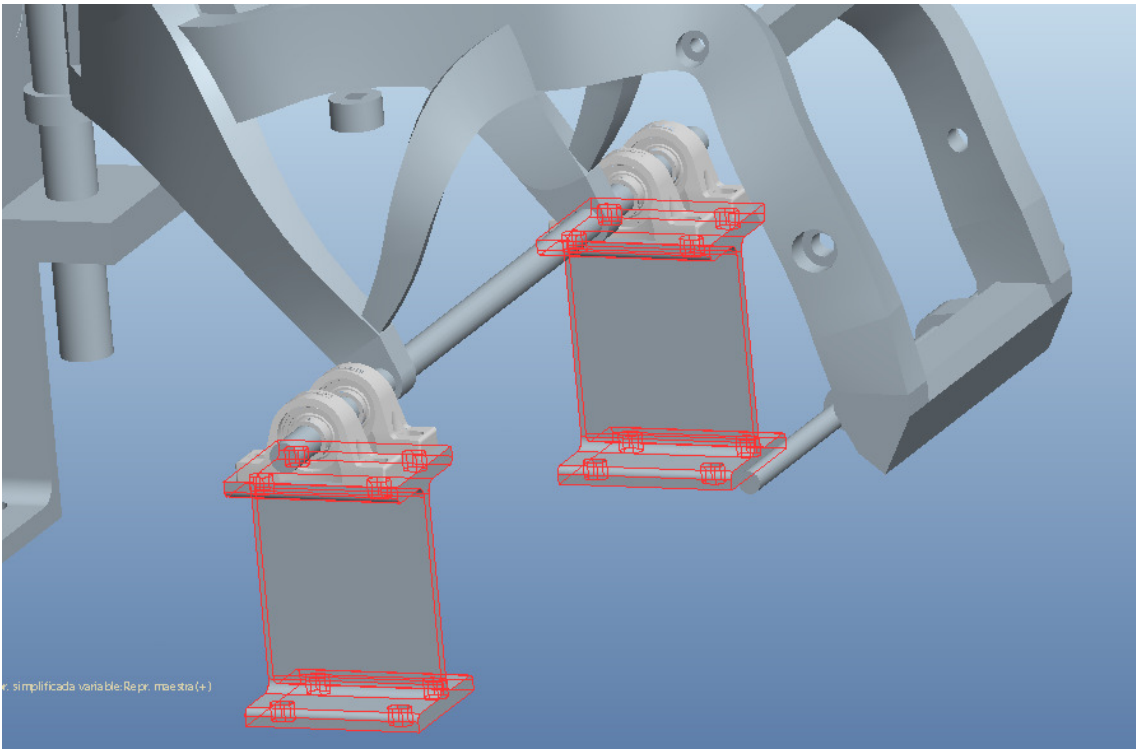


Figura 7.20: Sistema agarre parte media.

## 8. SISTEMA DE MEDICIÓN

Para la medición de las características de la prueba, los desplazamientos y las fuerzas y en particular la medición de los desplazamientos más importantes, se llevará a cabo mediante láseres de triangulación. Se utilizarán:

- Dos láseres de triangulación, modelo LAP POLARIS, solidarios con la columna delantera y adecuados para medir la rotación del tubo de dirección, parte del chasis que soporta los mayores desplazamientos al ser el lugar donde se encuentran situadas las cargas a las que está solicitado el chasis en los diversos estudios de paso por curva y frenada.
- Tanto para la simulación a torsión como para la simulación a flexión el sondeo del desplazamiento se va a efectuar sobre la "C" y no directamente en el tubo de dirección, debido a los problemas que se pudieran generar de la reflexión del rayo láser sobre la superficie curva del tubo de dirección. Por lo tanto se colocará, a una distancia lo más próxima al chasis posible, un laser que incidirá sobre el extremo superior de la C y otro laser que incidirá sobre el extremo inferior de la C, de forma que cuando se le aplique el momento al chasis a través de la pipa de dirección podremos calcular la variación de desplazamiento máxima que se produzca entre los extremos de la pipa.

Con ello podemos calcular un parámetro muy interesante, la rigidez:

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Los coeficientes de rigidez son magnitudes físicas que cuantifican la rigidez de un elemento resistente bajo diversas configuraciones de carga.

- Rigidez del chasis.

La rigidez del chasis es un concepto interesante y de gran importancia en las características geométricas de la motocicleta.

Para calcularla, se divide el momento aplicado en la pipa de dirección y el ángulo que éste provoca entre 2 nodos que antes de la aplicación del momento estaban situados en la misma vertical.

De esta forma, se pueden medir gracias a los láseres de triangulación los desplazamientos de cualquier nodo de la pipa de dirección.

Gracias a los valores de medida suministrados por los láseres de alta precisión de los desplazamientos de los nodos que nos interesan, podemos sumarlos y obtener así el desplazamiento total producido.

Una vez que sepamos la distancia que queramos medir, para nuestro caso entre los extremos de la C la distancia es de 377 mm, será posible obtener el ángulo aplicando la arcotangente, según se muestra en el siguiente esquema:

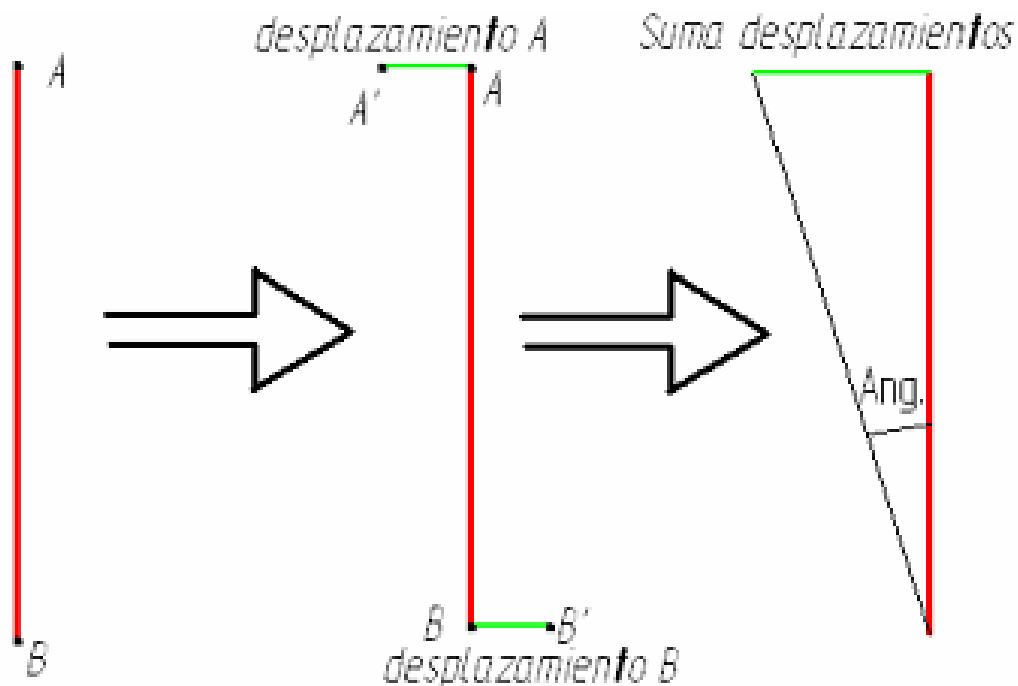


Figura 8.1: Cálculo del ángulo.

De esta manera, el valor de la rigidez asociada a los distintos tipos de simulación que queramos estudiar, aplicables tanto a la rigidez torsional como a la flexión del chasis, vendrá dada por la expresión:

$K = \text{Momento aplicado (Newton x metro)} / \text{ángulo girado (grados}^{\circ}\text{)}$

Donde:

- El momento aplicado ( $M = \text{Fuerza} \times \text{desplazamiento}$ ) será el resultante de medir la fuerza aplicada por el actuador hidráulico, gracias a un manómetro digital que nos indicará en cada instante de tiempo la fuerza que está siendo aplicada por el actuador, multiplicada por la distancia existente entre el punto de aplicación de la fuerza y el eje que la transmitirá posteriormente a la pipa de dirección.

Conocer el valor del valor de rigidez es de gran interés para nosotros, pues dicho valor influye de forma sustancial en:

- La manejabilidad.
- El confort.
- Los modos de vibración del vehículo.

Y como se indicó en la introducción del presente proyecto, un chasis más rígido será más preciso en el manejo aunque, por el contrario, absorberá menos las cargas que le llegan, lo que dará lugar a reacciones más violentas, y por lo tanto difíciles de controlar.

Al igual que la rigidez flexional interviene en todo lo relacionado con la dinámica vertical, como la absorción de la rugosidad, la frenada o el aterrizaje después de un salto.



## 8.1. SENSORES LÁSER DE TRIANGULACIÓN LAP POLARIS

El modelo escogido que mejor se adapta a nuestros requerimientos es el LAP POLARIS 30. ya que la distancia mínima a la que podemos colocar el laser es a 70mm (siendo el rango de distancia del laser elegido de 100mm.) teniendo en cuenta las dimensiones de soporte delantero.

### SUS VENTAJAS:

- Máxima resolución (hasta  $0,2\ \mu\text{m}$ ).
- Carcasa compacta.
- Medición rápida (hasta 4 kHz).
- Máxima precisión posible constante en casi todas las superficies.
- No se requiere ninguna unidad de evaluación externa.
- Funciones de filtro internas.
- Conexión flexible.
- Parametrizable.



*Figura 8.2: Láser Lap Polaris.*



## SIN CONTACTO, DE ALTA PRECISIÓN, RENTABLES.

Los sensores láser compactos de la serie LAP POLARIS dan un buen resultado en prácticamente todos los sectores industriales gracias a su precisión y fiabilidad extremas.

Miden, sin contacto, magnitudes geométricas tales como distancia, espesor, anchura, altura y planicidad.

Gracias a una línea CCD de alta resolución y a un procesador digital de señales (DSP), los aparatos suministran valores de medida no falseados que entran en línea en el circuito de supervisión y mando del proceso y, así, apoyan el aseguramiento de la calidad.

La inversión en sensores LAP POLARIS se rentabiliza normalmente al cabo de poco tiempo gracias al mejor control de fallos y a la mejor documentación.

## VERSATILIDAD Y FLEXIBILIDAD DE EMPLEO.

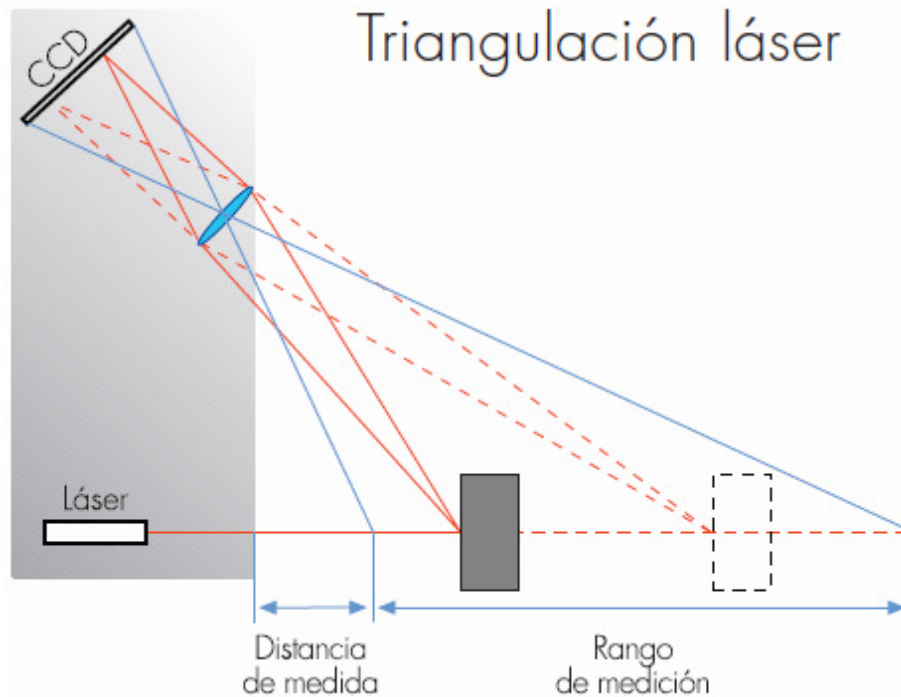
Los sensores de la serie LAP POLARIS suministran resultados precisos sobre casi todos los materiales. Se adaptan automáticamente a colores y superficies cambiantes – se pueden realizar mediciones incluso sobre aluminio pulido o caucho negro sin vulcanizar.

Las tareas típicas son, entre otras, la medición, comprobación de tolerancias, supervisión de dimensiones, clasificación, el reconocimiento de posición y la determinación de posiciones, así como el apoyo a procesos de regulación.

## EL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

La serie LAP POLARIS trabaja según el procedimiento de triangulación. Un rayo láser emitido se refleja en la superficie del objeto medido y, a través de una óptica y un espejo deflector, se proyecta en una línea CCD. El ángulo de reflexión varía en función de la distancia al objeto medido, y con ello varía la

posición del punto luminoso en la línea CCD. A partir de aquí el procesador de señales determina en tiempo real la distancia entre el sensor y el objeto medido.



*Figura 8.3: Triangulación láser.*

## SOLUCIONES PARA TAREAS DE MEDICIÓN.

Los sensores LAP POLARIS miden la distancia, el espesor, la anchura, la altura, la alineación, la planicidad, los perfiles y mucho más. La configuración del dispositivo de medida depende de la tarea a desempeñar, por ejemplo, si se ha de medir con una superficie de referencia o si se han de determinar magnitudes complejas.

Se pueden emplear uno o varios sensores, que se pueden montar fijos o de modo desplazable, por ejemplo para mediciones de perfiles transversales. Los contactos de límite integrados, que se suministran como opción, disparan una señal de conmutación cuando se superan los valores de tolerancia ajustables.

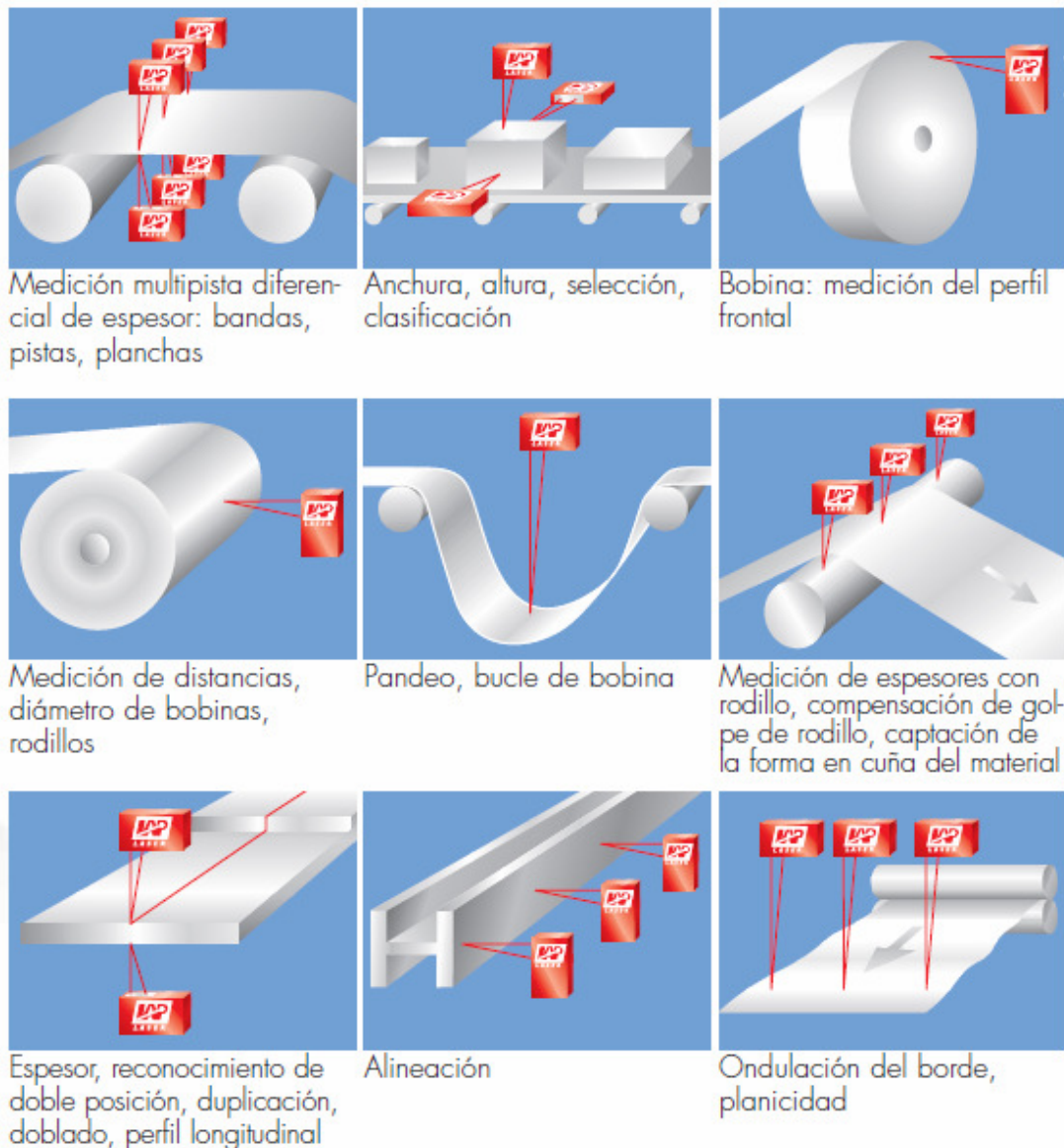


Figura 8.4: Tipos de mediciones.

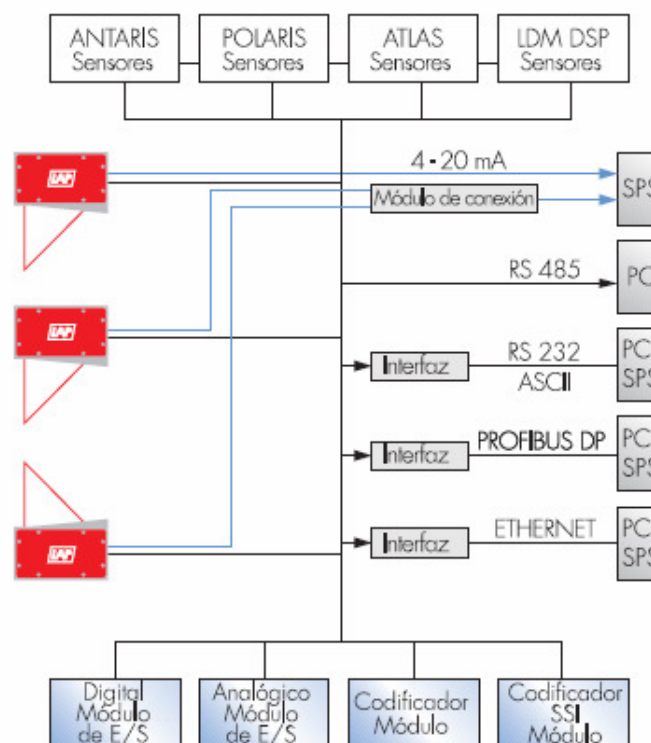
## EJEMPLOS DE APLICACIONES.

- Material en barras (continuas/unidades): distancia, anchura, espesor, alineación, perfil longitudinal, perfil transversal.
- Material en cinta y planchas: distancia, anchura, espesor, planicidad, perfil longitudinal, perfil transversal, pandeo.
- Material en tambores: diámetro, perfil frontal.
- Otros ejemplos: situación, posición, orientación, desviación, pandeo, concentricidad, juego, golpe.

## CAPTACIÓN DIGITAL DEL VALOR DE MEDIDA.

La combinación de DSP y línea CCD permite, al contrario que muchos otros sensores láser, la captación y transmisión puramente digitales de valores de medida.

La potencia del láser y el tiempo de exposición se regulan en tiempo real. Los valores existentes se transmiten sin fallos ni parásitos de línea. Este concepto garantiza la máxima precisión incluso a grandes distancias entre el sensor y la PC/SPS. En procesos de lento desarrollo, la unidad de filtro interna reduce la cantidad de datos mediante formación de valores medios, pero sin que se pierdan los distintos valores de medida. El software de diagnóstico y parametrización que forma parte del suministro permite la configuración manual en caso de requisitos especiales.



Gracias al concepto digital y a las múltiples interfaces se pueden realizar sin problema aplicaciones que van desde el sensor individual hasta la tarea de medición compleja.

*Figura 8.5: Captación digital*

## INTEGRACIÓN SIN PROBLEMAS.

Los sensores LAP POLARIS disponen de las siguientes interfaces:

- RS485 (en el sensor).
- 4 - 20 mA (en el sensor).
- RS232 ASCII (Interfaz).
- Ethernet UDP (Interfaz).
- Profibus DP (Interfaz).

## PROCESO CONFORTABLE DE LOS DATOS.

LAP ofrece software individualizado para la captación de valores de medida, la visualización y la documentación. Según la versión, este software se puede utilizar para procesos de medición que van desde la medición de distancias con un sensor hasta la medición con sensores atravesados, pasando por la medición multipista de espesor, perfil o planicie.

A petición, el software se conecta a su base de datos o se equipa con una base de datos propia.

### **VARIANTES.**

**La distancia de medición, el rango de medición y la precisión son variables y se optimizan según las especificaciones del cliente.**

#### **LAP POLARIS**

Modelo	Rango de medición mm	Distancia de medición mm	Resolución $\mu\text{m}$	Precisión repetida $\mu\text{m}$	Linealidad $\mu\text{m}$
LAP POLARIS 10	10	51	0,2	$\pm 4,5$	$\pm 7$
LAP POLARIS 30	30	100	0,5	$\pm 10$	$\pm 20$
LAP POLARIS 70	70	190	1	$\pm 20$	$\pm 45$
LAP POLARIS 130	130	220	2	$\pm 45$	$\pm 85$
LAP POLARIS 250	250	380	4	$\pm 70$	$\pm 150$
LAP POLARIS 400	400	440	6	$\pm 140$	$\pm 250$

*Tabla 8.1: Modelos LAP Polaris.*

## **DATOS GENERALES.**

Tipo de láser, longitud de onda	Diodo, rojo, 670 nm
Clase de láser	2
Frecuencia de medida	hasta 4 kHz (parametrizable)
Interfaces	analógico 4 - 20 mA, digital RS485
Interfaces externas	RS232 ASCII, Ethernet UDP, Profibus DP
Alimentación de red	24 Vcc
Clase de protección	IP 65
Dimensiones (L x An x Al, mm)	39x 168x 109
Peso	1100 g
Condiciones de empleo	0 - 40 °C / 35 - 85 % humedad rel., sin condensación

*Tabla 8.2: Datos generales LAP Polaris*

## **ACCESORIOS Y OPCIONES.**

- Soporte del cabezal de medida
- 2 contactos de límite integrados
- Distancias y rangos de medición individualizadas según el deseo del cliente
- Caja de aire de barrido para limpieza y climatización
- Software específico del cliente
- Pantallas de panel y de gran tamaño



Se ha decidido usar un comparador centesimal para controlar la inflexión, es decir, la curvatura, cambio de dirección o torcimiento de la superficie recta UPE, en la dirección longitudinal del propio soporte delantero.

(Si la inflexión fuese del orden de centésimas se consideraría despreciable)

## 8.2 COMPARADOR CENTESIMAL

### COMPARADOR CENTESIMAL RUBIS-LTF-BORLETTI:

- Varilla a cremallera inoxidable, templada y pulida.
- Casquillo roscado M 2,5 y con botón superior de elevación para la aplicación de la palanca.
- Precisión según norma UNI 4180-70-2
- Diámetro esfera 60mm. Modelo SC61RANT a prueba de golpes.



Figura 8.6: Comparador Centesimal.

Artículo		SC61/R	SC61RANT
Código		491000080	491000085
Campo de Medida	mm	10	10
Lectura cuadrante	mm	0,01	0,01
Diámetro eje de montaje	mm	8 h7	8 h6
Diámetro barra de empuje	mm	4,5	4,5

Tabla 8.3: Datos comparador centesimal.



En cuanto a la aplicación de fuerzas se ha empleado un adecuado sistema hidráulico, dotado a su vez de un manómetro para la medida de las fuerzas en las pruebas; más en particular:

- Actuador lineal hidráulico Magforce SKS/SKA.
- Manómetro para la gestión de las cargas que deben aplicarse.

### 8.3. ACTUADOR LINEAL HIDRÁULICO

Modelo:

- Magforce SKS/SKA

Beneficios:

- Modular.
- Robusto.
- Fiable.
- Alta velocidad.
- Alta carga.
- Diseño completo en metal.



*Figura 8.7: Actuador hidráulico.*



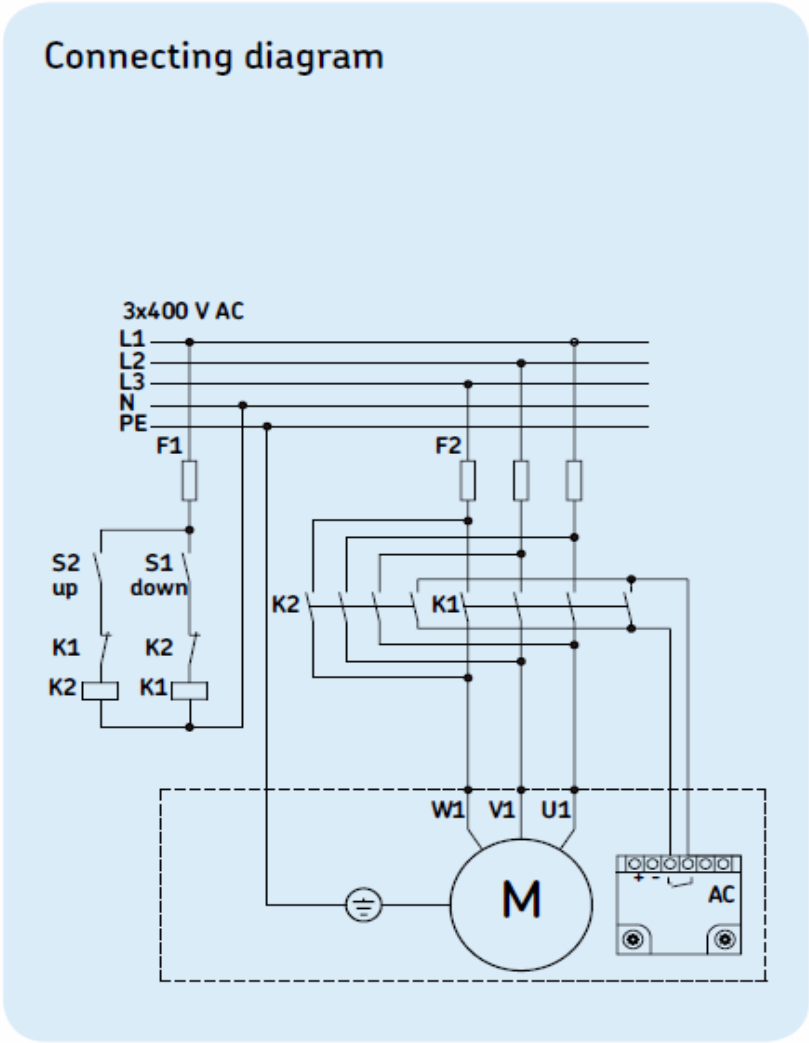


Figura 8.8: Diagrama de conexión

Technical data		
	Unit	SKS/SKA 15404
Rated push load	N	15 000
Rated pull load	N	15 000
Speed (at full load)	mm/s	45
Stroke	mm	100 to 700
Retracted length	mm	S+465
Voltage	V AC	3×400
Power consumption	W	1 700
Current consumption	A	3,3
Duty cycle	%	10 (1/9)
Ambient temperature	°C	−10 to +40
Type of protection	IP	54
Weight (at 200 mm stroke)	kg	30
Color	–	Silver

Tabla 8.4: Datos técnicos actuador.

## Dimensional drawing

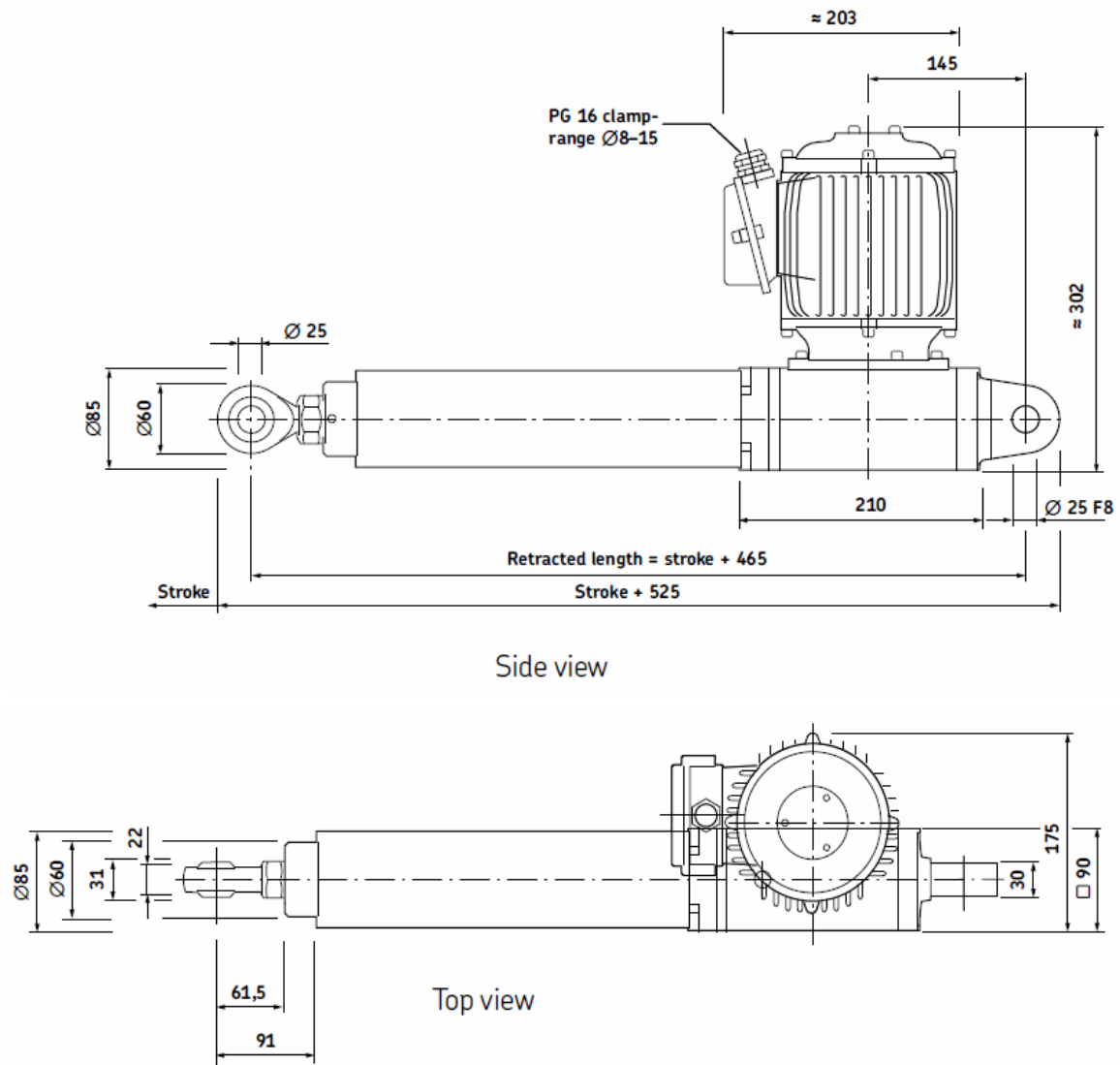


Figura 8.9: Plano actuador hidráulico.

## 8.4. MANÓMETRO

Los manómetros CPG están diseñados para su montaje en las bombas hidráulicas, actuadores e inyectores. Todos los manómetros están rellenos de líquido y/o equipados con válvula para absorber cualquier súbita o caída de presión y evitar daños. A continuación se describe técnicamente el modelo escogido:

### Manómetro digital de precisión Typ CPG1000

Hoja técnica WIKA CT 10.01

#### Aplicaciones

- Servicio y mantenimiento
- Talleres de medición y de regulación
- Industria (laboratorio, taller y producción)
- Control de calidad

#### Características

- Alta precisión de  $\pm 0,05$  % del valor de escala (compensación de temperatura)
- Disponibilidad de 17 unidades estándar
- 19 unidades de medida estándar y una unidad especificada por el cliente
- Display de grandes dimensiones y de fácil lectura con iluminación de fondo seleccionable
- Caja robusta de acero inoxidable según NEMA 4/IP 65



Manómetro digital de precisión, modelo CPG1000  
con protección de goma (opcional)

#### Descripción

##### General

El manómetro digital de precisión CPG1000 emplea el concepto de un manómetro analógico con un nivel de funcionalidad solamente alcanzado por instrumentos digitales. El CPG1000 reúne la precisión de la instrumentación digital y la sencillez de un manómetro analógico. El resultado es un instrumento incomparable en referencia a prestación, sencillez de manejo y características generales.

##### Precisión

El CPG1000 ofrece una precisión de 0,05 % del valor final de escala en 16 unidades de presión y dispone de una compensación de temperatura desde 0... 50 °C. La indicación se realiza en una de las 19 unidades estándar o en una unidad especificada por el usuario para evitar cálculos suplementarios.

##### Velocidad de registro

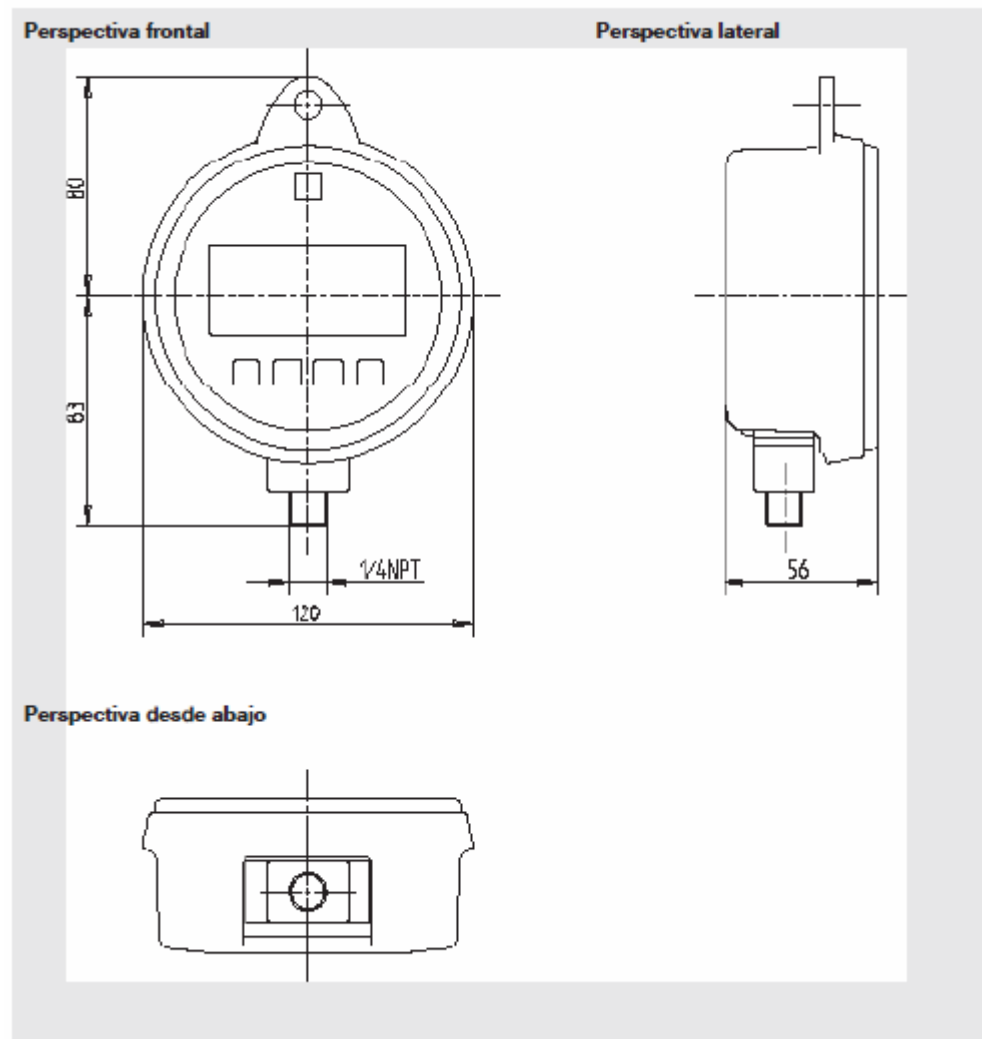
La velocidad de registro es ajustable por el usuario. En aplicaciones estándar se utiliza normalmente tres valores por segundo. Esta frecuencia puede aumentarse hasta a

10 valores por segundo. Una función de ahorro de energía permite la modificación del CPG1000 al modo „sleep“ para incrementar la durabilidad de las pilas hasta a 2.000 horas.

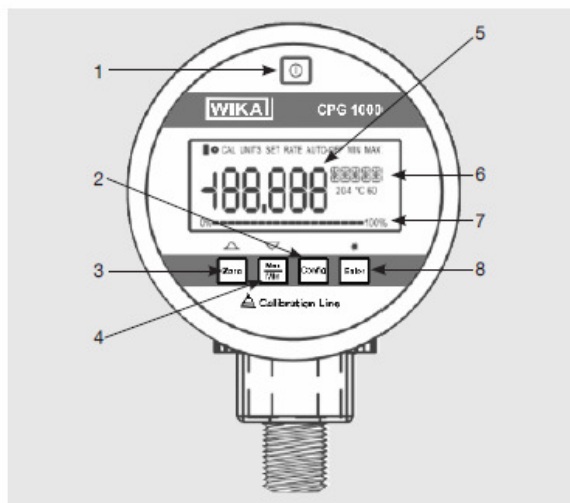
##### Características

La función MIN/MAX permite el registro inmediato de la presión máx y mín, guardados automáticamente por el CPG1000. Para aumentar la durabilidad de la pila se puede activar una función de desactivación automatizada. Las funciones Zero y TARE compensan la desviación del sensor y para aplicaciones in situ se puede activar una protección de contraseña mediante el teclado del CPG1000. La lectura para un análisis offline se realiza mediante un interfaz RS-232. Para aplicaciones de incorporación permanente del CPG1000 en una cadena de proceso se ofrece como opción una entrada de alimentación externa de 24 V. Además se puede ajustar una función de amortiguamiento para compensar fuentes de presión fluctuantes.

### Dimensiones en mm



### Folio frontal del manómetro digital de precisión, modeloz CPG1000



- 1) Activar-/desactivar
- 2) Menu SETUP- y de configuración
- 3) Ajuste al punto cero, avanzar en el menu
- 4) Valores min y máx, retroceder en el menu
- 5) Indicación de la presión
- 6) Unidad
- 7) Escala porcentual 0 ... 100 %
- 8) Selección de una opción para el fondo, activar -/ desactivar de la iluminación de fondo

Datos técnicos		Modelo CPG1000					
Rangos de medida	mbar	0 ... 70 *					
Límite de sobrecarga		350					
Presión de rotura		3500					
Resolución		0,001					
Rangos de medida	bar	0 ... 1	0 ... 2	-1 ... +1*	-1 ... +2*	0 ... 7	0 ... 20
Límites de sobrecarga		2	4	2	4	14	42
Presión de rotura		35	35	35	35	70	140
Resolución		0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,001
Rangos de medida	bar	0 ... 35	0 ... 70	0 ... 140	0 ... 200	0 ... 350	0 ... 700
Límites de sobrecarga		70	140	210	420	700	1100
Presión de rotura		140	700	700	700	700	1100
Resolución		0,001	0,001	0,01	0,01	0,01	0,01
Rangos de presión	bar abs.	0 ... 1*	0 ... 2*	0 ... 7*	0 ... 20*		
Límite de sobrecarga		2	4	14	42		
Presión de rotura		35	35	70	140		
Resolución		0,0001	0,0001	0,0001	0,001		
Error de medida	% / FS	± 0,05; (± 0,1 bei 0 ... 70 mbar)					
Tipo de presión		Relativedruck (Absolutdruck bis 20 bar und Vakuummessbereich)					
Conexión a proceso		¼" NPT außen; Adapter ¼" NPT innen auf G ½ außen					
Medio		Todos los líquidos y gases compatibles con acero inoxidable 316; salvo las partes marcados con *					
Material							
■ Partes en contacto con el medio		Acero inoxidable 316, salvo las partes marcados con *					
■ Caja		Acero inoxidable					
Estabilidad anual		0,05 % o más del span					
Temperatura admisible							
■ Partes en contacto con el medio		Acero inoxidable 316, salvo las partes marcados con *					
■ Caja		Acero inoxidable					
Estabilidad anual		0,05 % o más del span					
Temperatura admisible							
■ Medio	°C	-10 ... +55 (temperatura min. encima del punto de congelación del medio)					
■ Trabajo	°C	-10 ... +55					
■ Almacenaje	°C	-20 ... +70					
Rango de temperatura compensada	°C	0 ... +50					
Coefficiente de temperatura		0,005 % del span/°C fuera de 0 ... 50 °C					
Indicación		Indicación de 5 1/2 dígitos con una altura de 16,53 mm (0,65") Escala porcentual con 20 segmentos, 0 ... 100 %					
Unidades de presión		psi, bar, mbar, Kg/cm², inH <sub>2</sub> O (4 °C, 20 °C oder 60 °F), ft H <sub>2</sub> O (4 °C, 20 °C ó 60 °F), cmH <sub>2</sub> O (4 °C und 20 °C), mH <sub>2</sub> O (4 °C und 20 °C), kPa, MPa, inHg, mmHg, TORR, unidad definido por el usuario					
Opciones de registro		Registro de Min/Máx					
Tasa de medida		0,5/seg. hasta 10/seg. especificado por el usuario					
Conexión al PC		RS-232, USB opcional con adaptador seria					
Energía auxiliar		3 AA batería alcalina					
■ Durabilidad de la batería		1500 h sin iluminación de fondo; 2000 h con una tasa de lectura reducida; la durabilidad de la batería puede consultarse en el display					
■ Nivel de batería		Indicación de nivel bajo con símbolo					
EMC		Comprobación según EN 55 022 clase A y EN 55 024					
Protección		IP 65					
Calibración		Certificado 3.1 (opcional: certificado DKD )					
Dimensiones	mm	111 x 127 x 38					
Peso	g	455					

El actuador hidráulico usado tiene un rango de fuerza entre 0 y 15.000N.

El estudio de la presión hidráulica, presión ejercida por el actuador, se debe calcular como la fuerza que este transmite dividida entre la superficie del pistón, por tanto, la superficie será:

- $A = \pi \cdot r^2 = 2827.4 \text{ mm}^2$

Donde:

- $r$ : radio del pistón= 30mm.

Para una fuerza máxima aplicada por el actuador de 15000 N, la presión ejercida será:

- $P = 15000 / 2827.4 = 5.3 \text{ MPa}$ .

Luego estando el rango de la presión ejercida entre 0 y 5.3 MPa, el modelo escogido será:

- Manómetro CPG-1000, ajustado al rango entre 0 y 70 bares de la hoja de características del propio modelo anteriormente descritas, cuya resolución es de 0.001 y un error de medida de +- 0.05%. Rangos muy precisos y características por las cuales, entre otras, se ha elegido dicho modelo de manómetro.

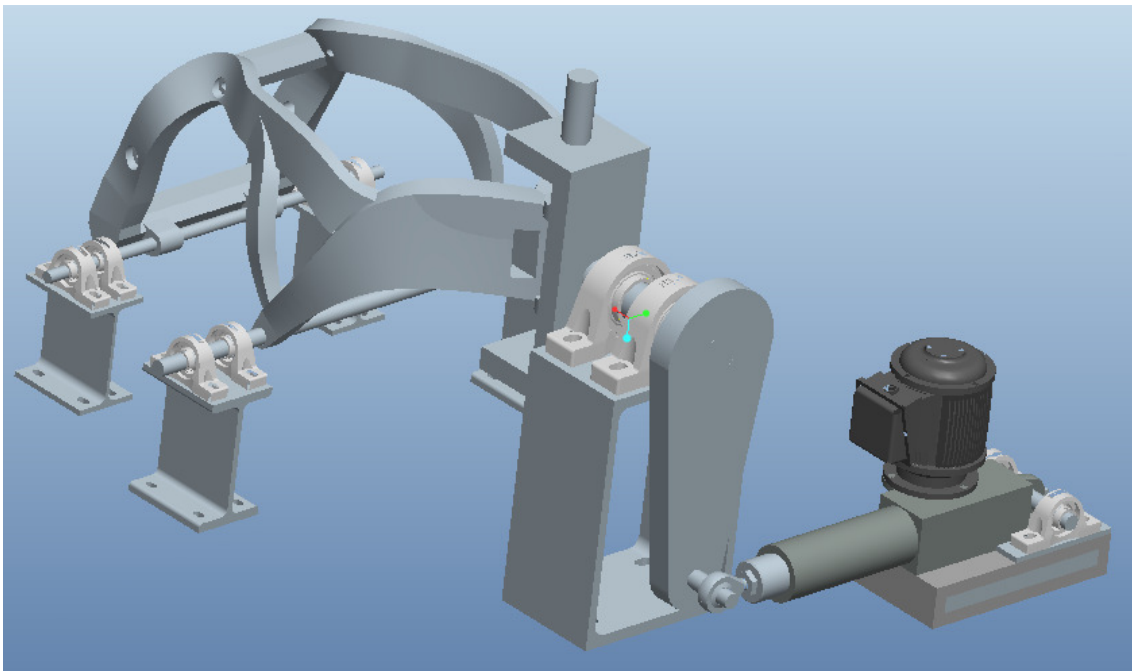
## 9. PRUEBA EXPERIMENTAL.

### TORSIÓN Y FLEXIÓN DEL CHASIS.

Para aplicar la carga se utiliza un sistema hidráulico mediante el cual y gracias a la disposición de la bancada que se indica a continuación se puede probar el chasis a torsión, simulando, por ejemplo, un paso por curva.

Además, gracias a que se puede probar el chasis en ciclos de carga y descarga, simplemente invirtiendo el sentido de la fuerza aplicada por el mismo y controlando la fuerza del pistón, se podrían realizar ensayos de fatiga.

- Disposición de la bancada para la prueba experimental a torsión:

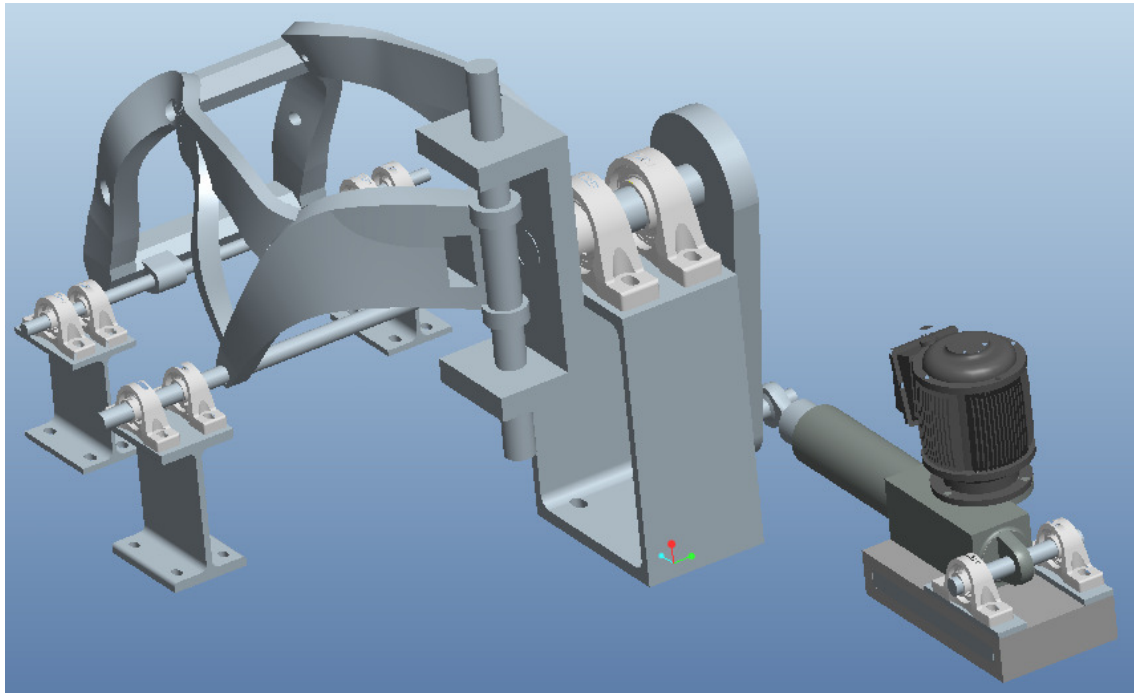


*Figura 9.1: Disposición bancada: Prueba experimental a torsión.*



Para aplicar la carga se utiliza un sistema hidráulico mediante el cual, y gracias a la disposición de la bancada que se indica a continuación, se puede probar el chasis a flexión, simulando, por ejemplo, una frenada.

- Disposición de la bancada para la prueba experimental a flexión:



*Figura 9.2: Disposición bancada: Prueba experimental a flexión.*

Cómo se ha indicado en el capítulo seis del presente proyecto, la carga viene aplicada en correspondencia a la cabeza de dirección mediante el mismo mecanismo de giro tanto para la torsión como para la flexión.

Con el fin de aplicar el par a lo largo de las dos direcciones, a torsión y flexión, simplemente se rota el soporte del conjunto brazo-eje-C y el soporte del actuador 90° respecto a la posición y soportes del propio chasis tal y como se indica en las dos figuras anteriores.



## 10. SIMULACION Y ANALISIS: BRAZO, EJE Y C.

A continuación se va a desarrollar el análisis por elementos finitos realizado con la aplicación de Mecánica del programa Pro-Engineer.

En primer lugar se describen las coacciones que se han impuesto en la simulación, coacciones que simulan lo descrito, en referencia a los componentes y restricciones que forman la bancada, a lo largo del presente proyecto.

En segundo lugar se muestran las simulaciones hechas para conocer tres factores importantes: Tensiones, desplazamientos y deformaciones. Factores que nos ayudarán a determinar en gran medida si la disposición, dimensiones, etc, de los elementos a estudio se ciñen a lo que en un principio se quería conseguir.

- Coacciones en el eje, apoyos simples. Permitido únicamente la rotación del propio eje sobre sí mismo:

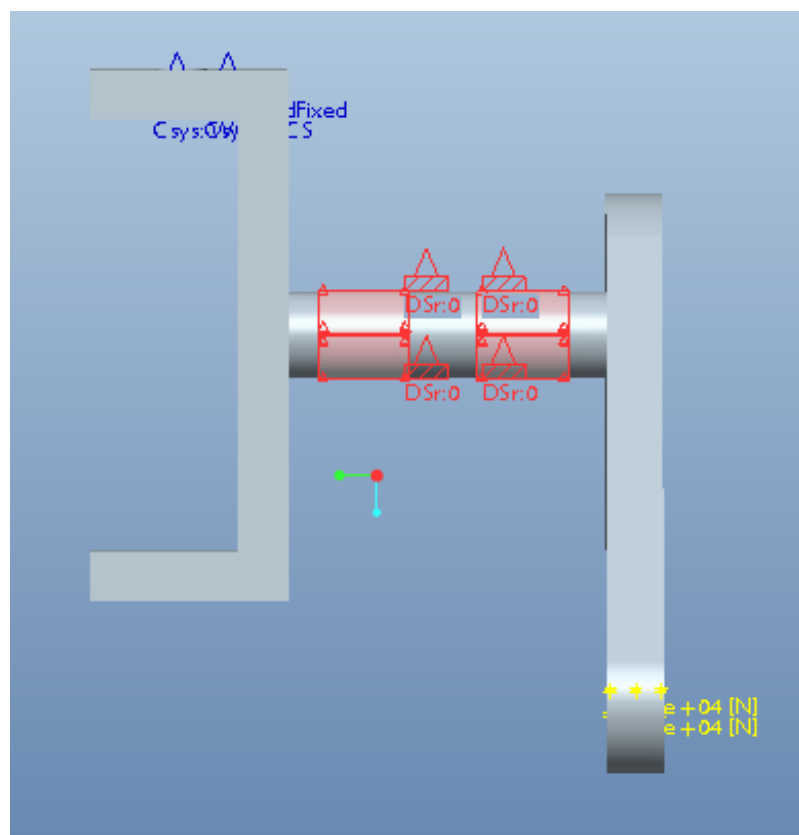


Figura 10.1: Coacciones simples en el eje. Vista del conjunto brazo-eje-C.

- Coacciones en la C, en el paso de la barra que atraviesa la pipa de dirección con la propia C. Empotramiento. Impedido cualquier movimiento:

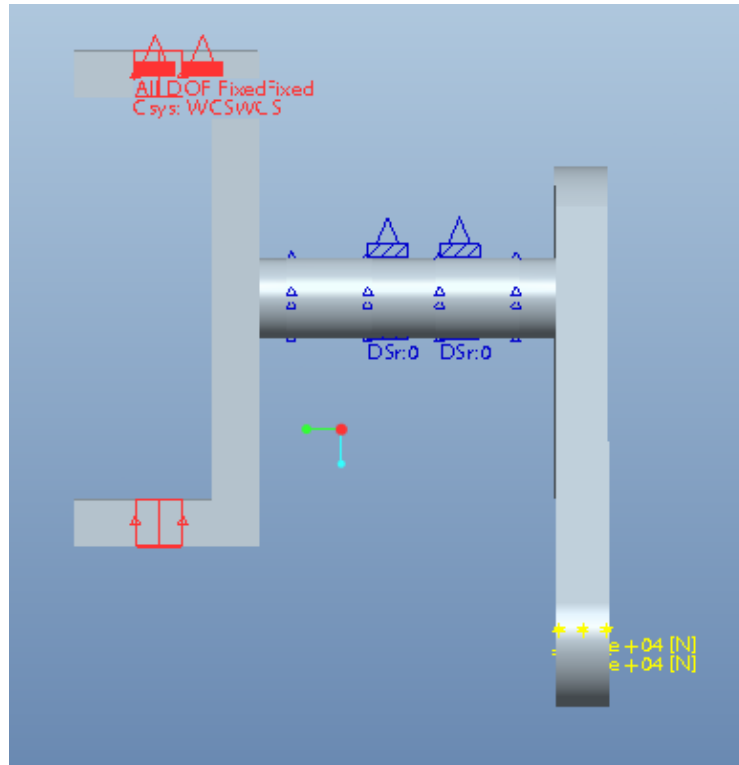


Figura 10.2: Empotramiento en la C. Vista del conjunto brazo-eje-C.

- Fuerza máxima aplicada por el actuador hidráulico, de 10.000 Newtons, sobre el extremo del brazo:

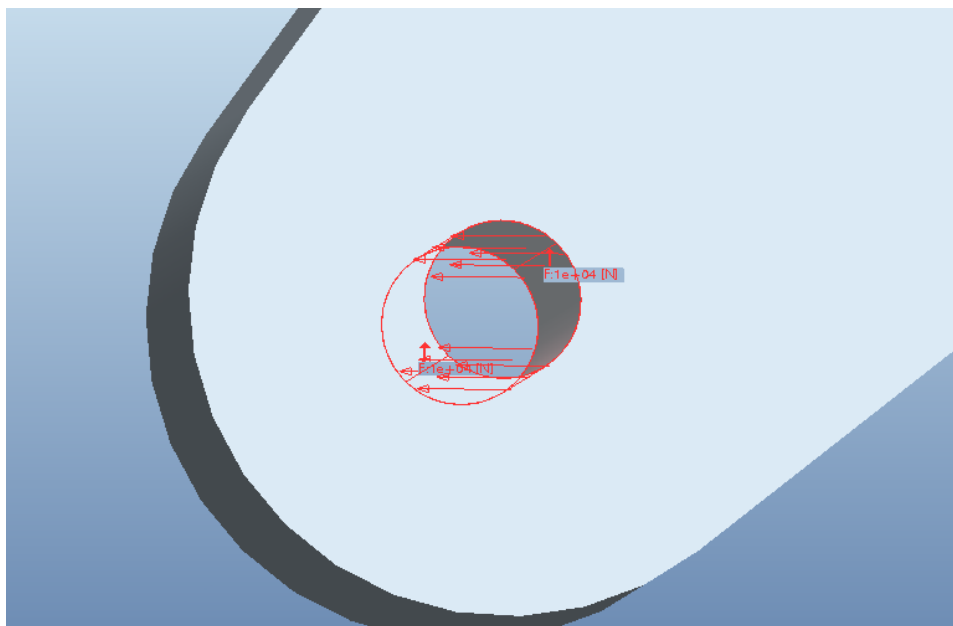
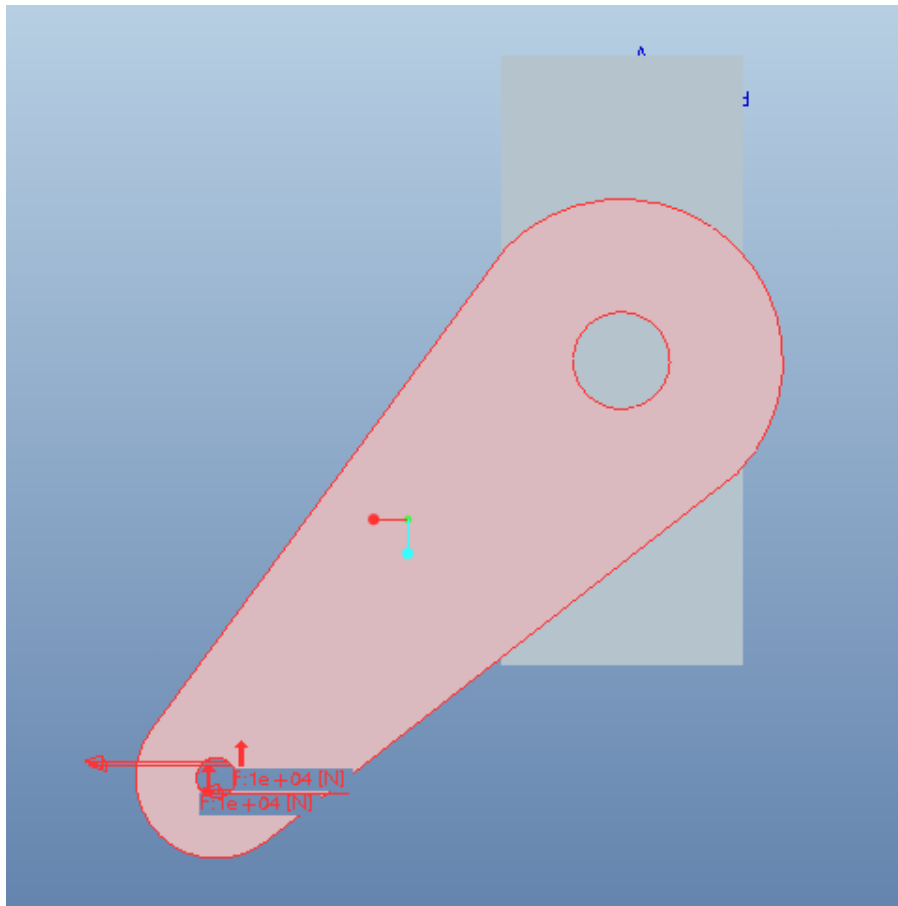
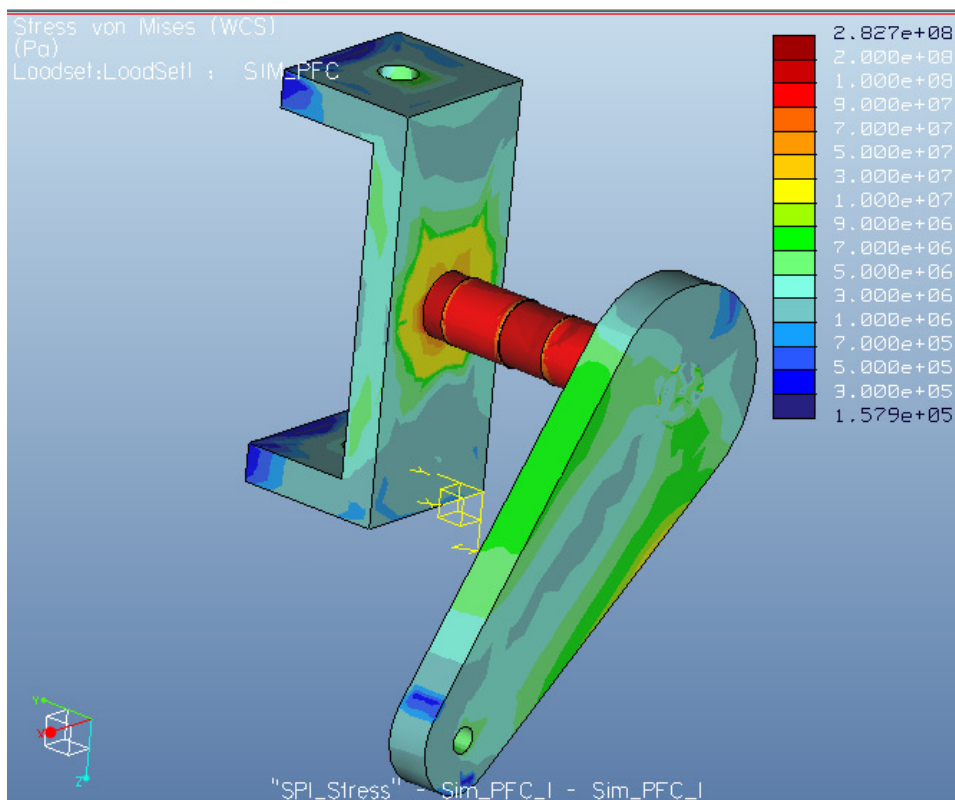


Figura 10.3: Fuerza aplicada por el actuador en extremo brazo. Visión detallada



*Figura 10.4: Fuerza aplicada por el actuador en el extremo del brazo.  
Visión general.*

## 10.1. Tensión de Von Mises del conjunto brazo-eje-C



*Figura 10.5: Tensión de Von Mises del conjunto brazo-eje-C.*

En el estudio para la tensión de Von-mises se puede observar como las máximas tensiones se encuentran localizadas en el eje y en las uniones del eje con el brazo o con la C, disminuyendo la tensión tanto en el brazo como en la C conforme se aleja del eje.

El brazo está únicamente conectado con el eje y en el extremo del mismo se le aplica la carga, dicha carga se transmite a lo largo del propio brazo, se puede observar cómo va aumentando el valor de la tensión hasta que toma contacto con el eje, momento en el cual se crea un momento torsor que se propaga a lo largo del propio eje. Siendo este, el cuerpo que soporta la máxima tensión debida a dicho momento torsor.

También se observa cómo las tensiones en el brazo aumentan en las zonas laterales, siendo unas a compresión y las del lado opuesto a tracción (ligeramente más altas según el resultado del estudio).

En la unión eje-C se pueden observar al igual que en la unión anteriormente descrita como existe una tensión alta que va disminuyendo a lo largo de la C, hasta encontrarse la mínima en los extremos de la misma.

Siendo la máxima tensión de un valor aproximado a  $2.8 \cdot 10^8$  Pa.

A continuación se pueden observar, en detalle, el estudio de la tensión de Von-Mises del conjunto brazo-eje-C.

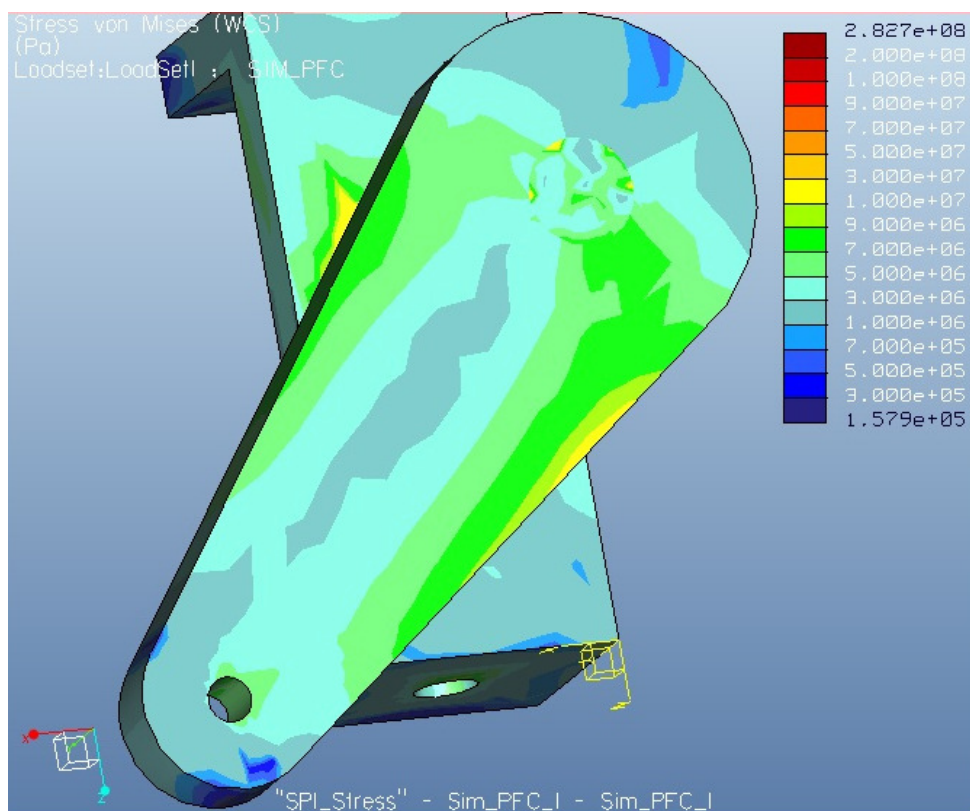


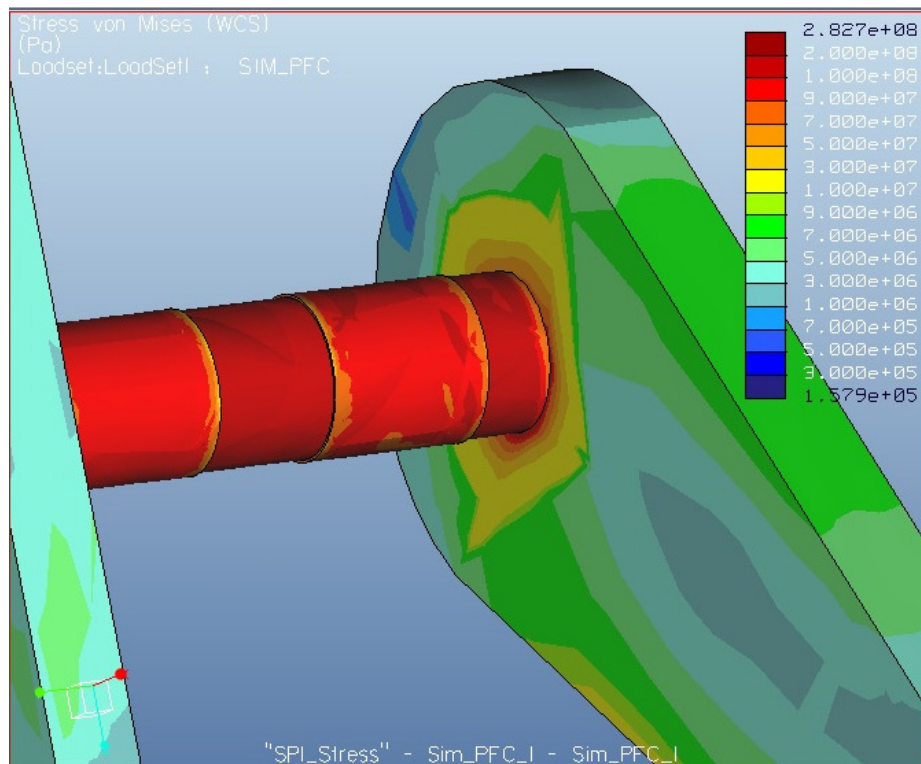
Figura 10.6: Tensión de Von Mises del brazo en detalle.

Con el valor de la tensión máxima obtenida en la simulación, procedemos al cálculo del coeficiente de seguridad que determinará en buena medida si la configuración del sistema es la más apropiada:

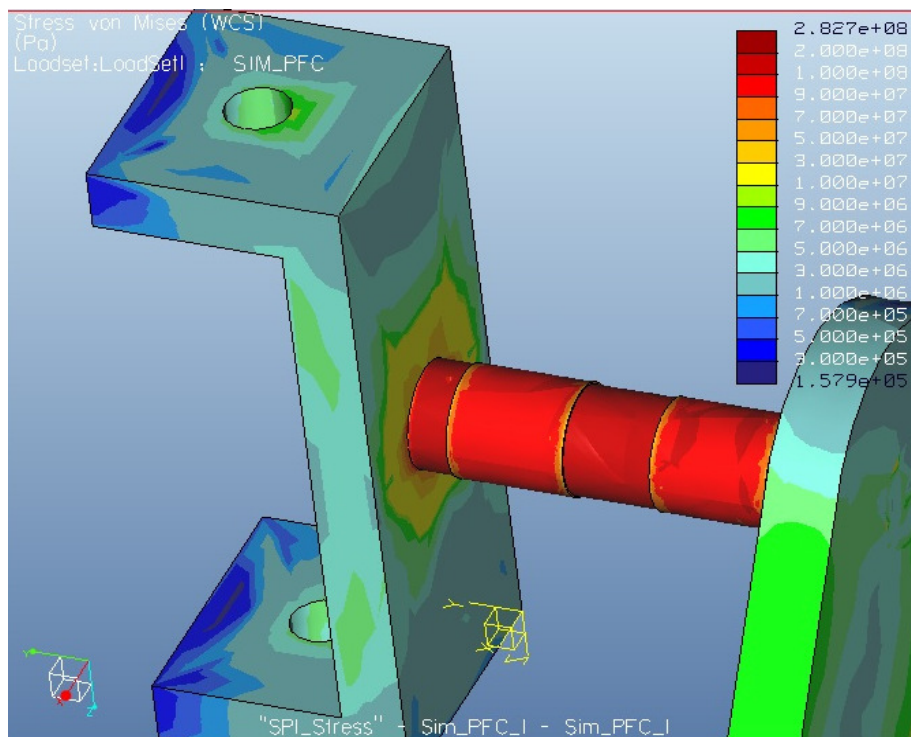
- Límite de fluencia= 420 MPa que corresponde al tipo de acero A36 (ASTM).
- Tensión máxima de Von Mises = 282.7 MPa.

$n = \text{límite elástico del acero} / \text{tensión máxima hallada en la simulación} = 420 / 282.7 = 1.49 > 1$

Es similar al coeficiente de simulación de 1.5 impuesto en los cálculos previos a la configuración de la bancada. Valor óptimo que indica una buena configuración de la bancada.

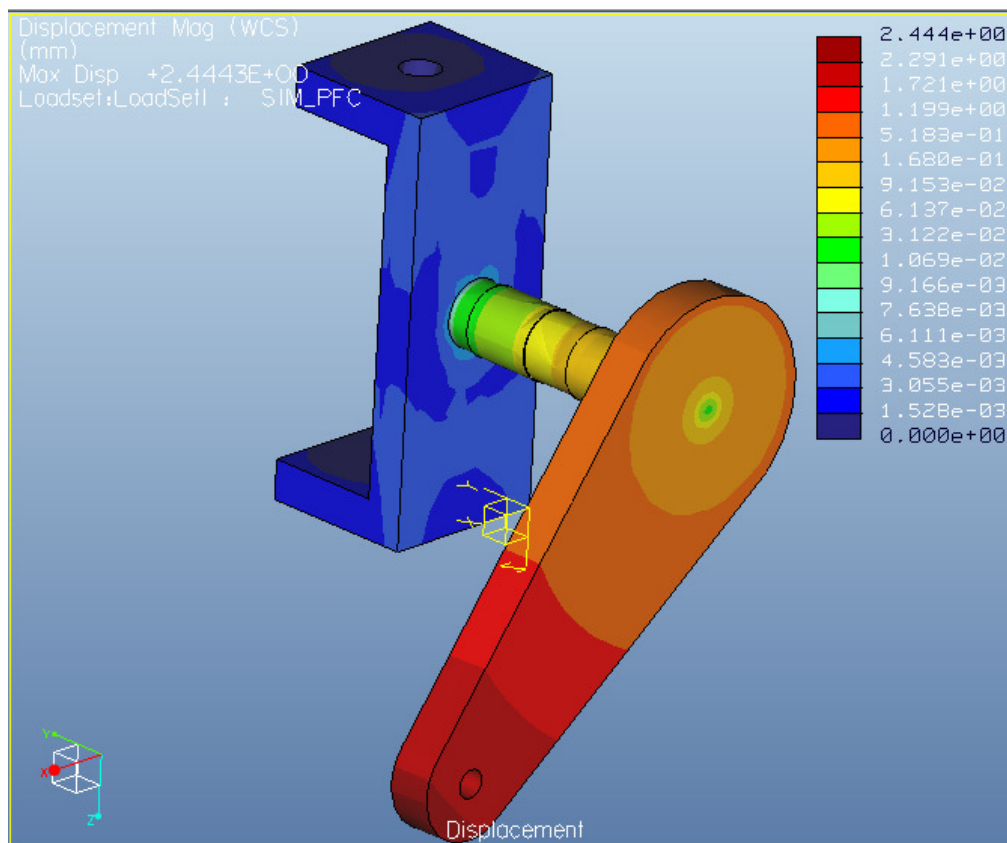


*Figura 10.7: Tensión de Von Mises del eje en detalle.*



*Figura 10.8: Tensión de Von Mises de la C en detalle.*

## 10.2. Desplazamientos del conjunto brazo-eje-C



*Figura 10.9: Desplazamientos del conjunto brazo-eje-C.*

En el estudio de los desplazamientos se puede observar como los máximas desplazamientos se encuentran localizados en el extremo del brazo, lugar donde se aplica la carga que acciona el mecanismo.

Progresivamente los valores de desplazamiento van disminuyendo a lo largo del brazo hasta que llegamos al eje, cuyo desplazamiento es mayor en la parte de contacto y cercana al mismo, disminuyendo levemente dichos valores conforme nos acercamos a la C.

Los valores de desplazamiento en la C son muy bajos, disminuyendo conforme nos acercamos a los empotramientos impuestos en la unión C-pipa de dirección.

El objetivo de dicho estudio es medir los desplazamientos que nos podemos encontrar al aplicar la carga máxima que acciona el sistema y se ha comprobado que son muy bajos, siendo el único reseñable el extremo donde se aplica la carga cuyo valor es de 2.4 mm, quedando el resto de componentes



en rangos inferiores al milímetro, del orden de  $10^{-1}$  y  $10^{-3}$  mm. valores muy positivos que indican la óptima dimensionalización de la bancada.

A continuación se pueden observar, en detalle, el estudio de los desplazamientos del conjunto brazo-eje-C.

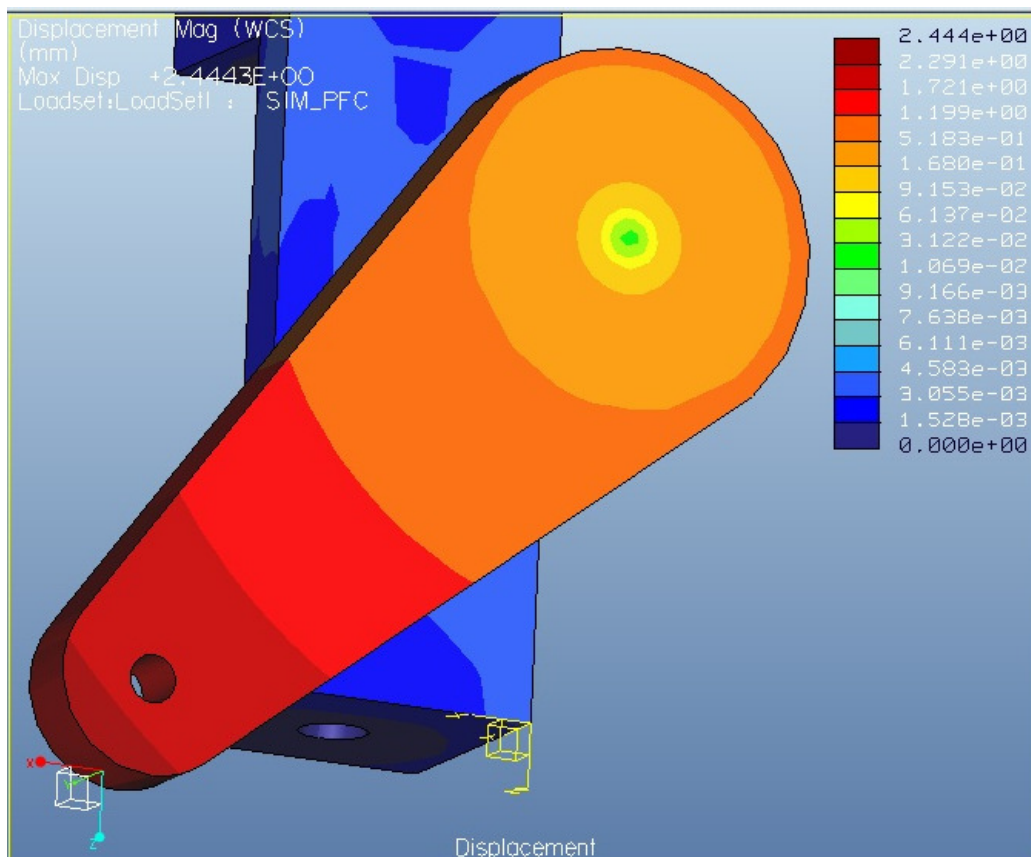


Figura 10.10: Desplazamientos del brazo en detalle.



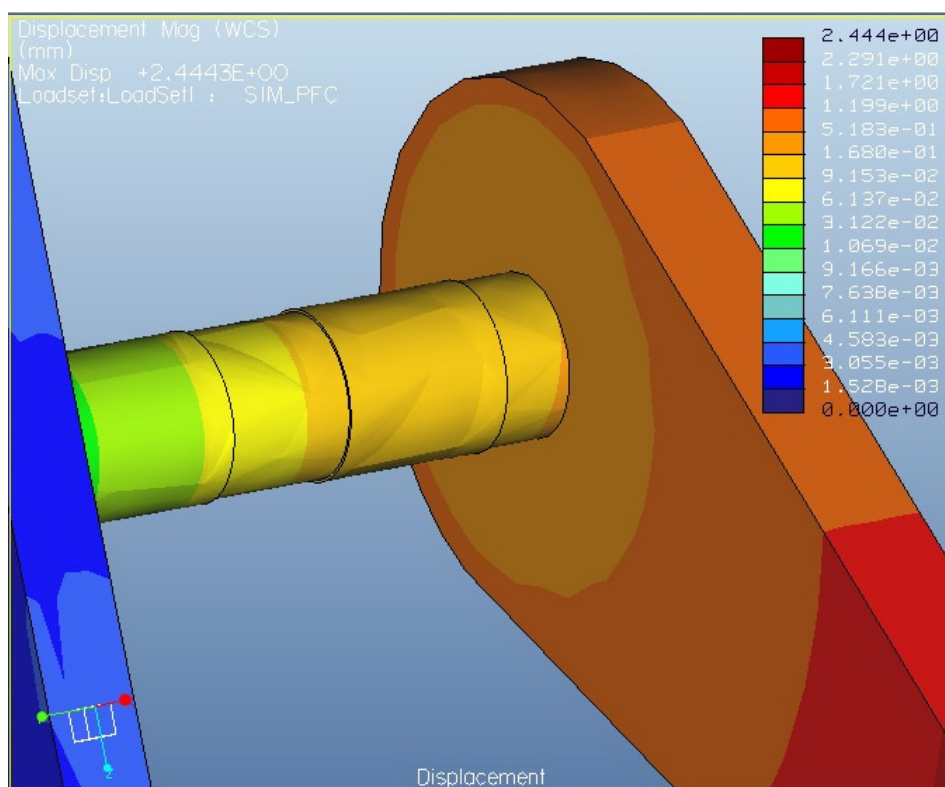


Figura 10.11: Desplazamientos del eje en detalle.

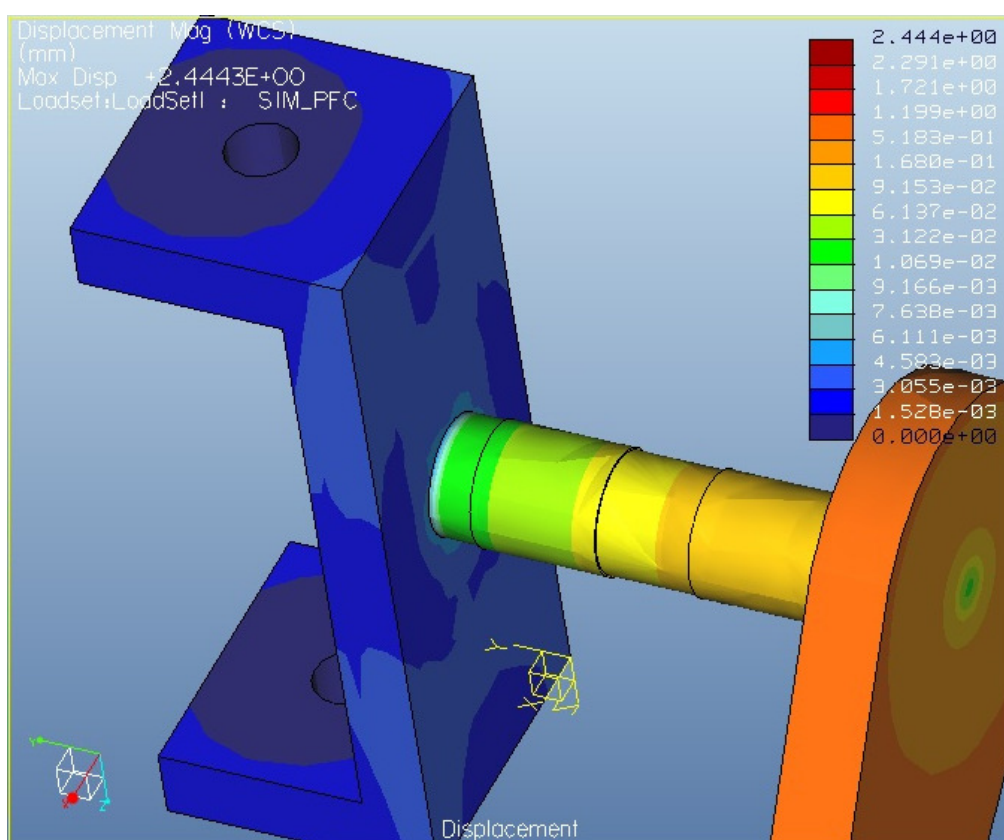
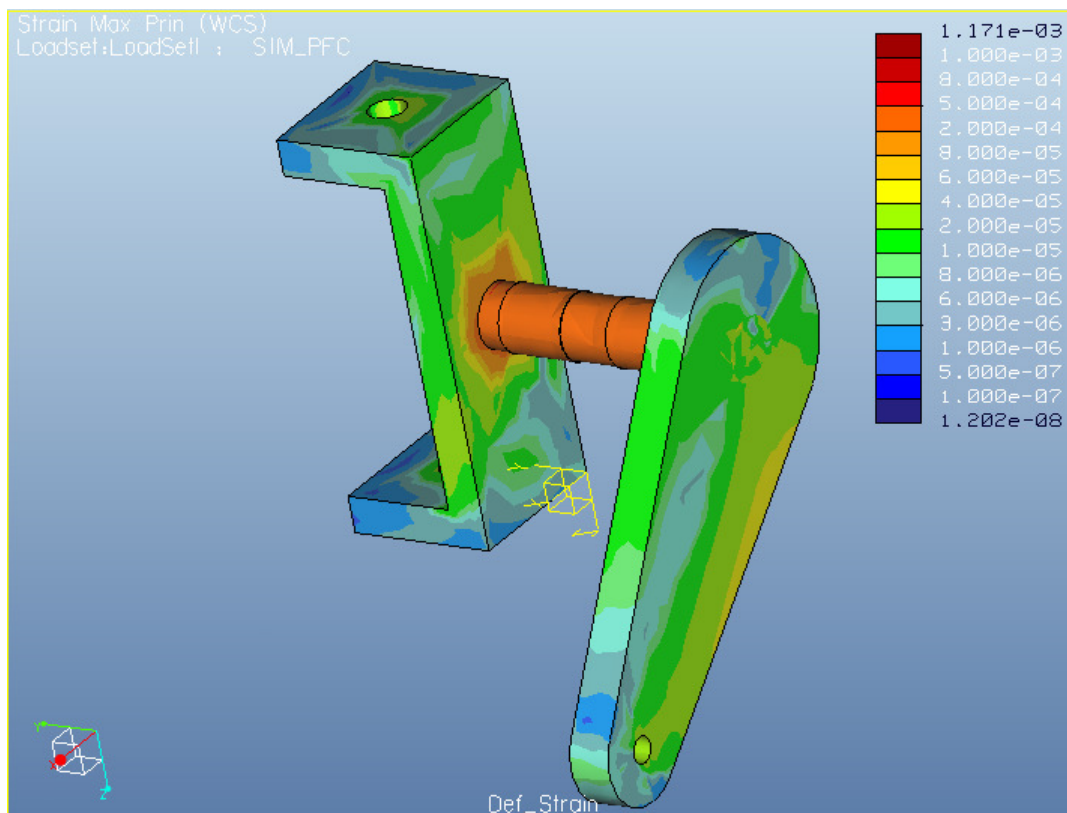


Figura 10.12: Desplazamientos de la C en detalle.

### 10.3. Deformada del conjunto brazo-eje-C



*Figura 10.13: Deformada del conjunto brazo-eje-C.*

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas, cuyo valor se define mediante el cociente entre la tensión y el módulo de Young o módulo elástico longitudinal, parámetro que caracteriza el comportamiento de un material, en este caso el acero A36.

Como se puede observar, el valor máximo de deformación se encuentra en el eje. Los valores de deformación aumentan desde el extremo donde se aplica la fuerza hasta el contacto brazo-eje.

Las zonas de mayor deformación en la C se encuentran, al igual que en estudio del brazo, en las zonas de contacto C-eje, reduciéndose en los extremos superior e inferior de la misma como se puede observar en la figura.

La mayor deformación de  $1.17 \cdot 10^{-3}$  se produce en el eje, como es lógico al estar sometido al par torsor. Los rangos de deformaciones son muy bajos, entre  $10^{-8}$  y  $10^{-3}$ , valores aceptables para una simulación que se ha intentado sobredimensionarla para que no existiera ningún problema a la hora de estudiar el comportamiento de los chasis sometidos a una carga mediante la bancada diseñada.

A continuación se pueden observar, en detalle, el estudio de las deformaciones del conjunto brazo-eje-C.

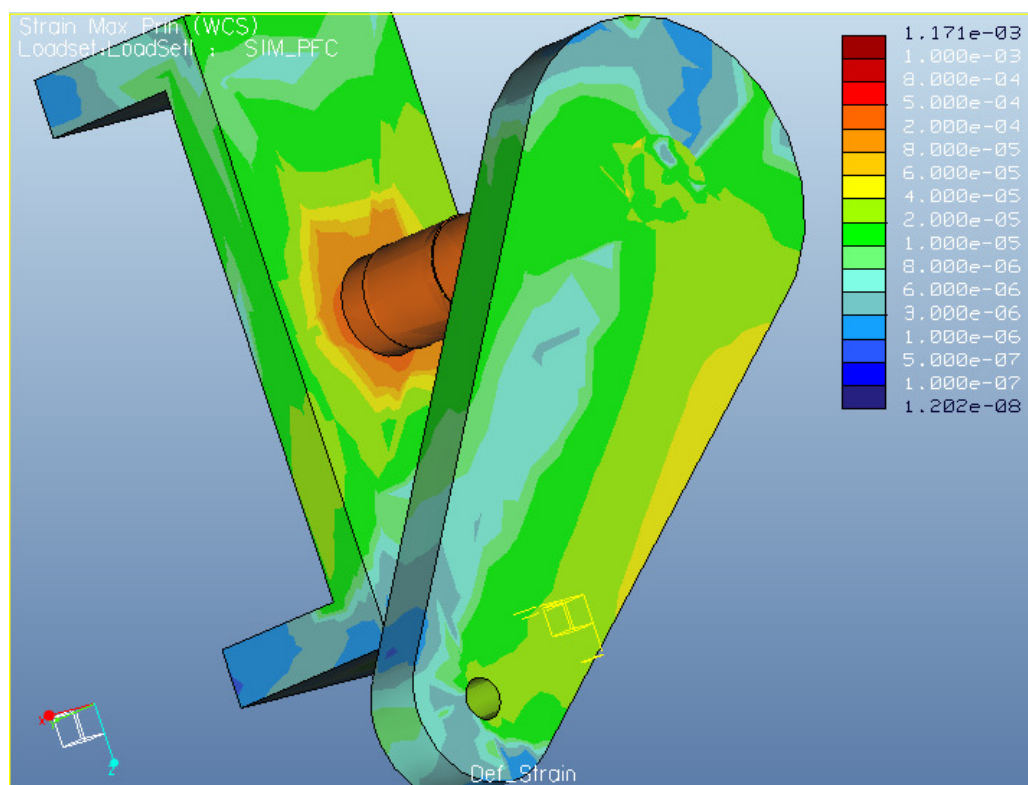
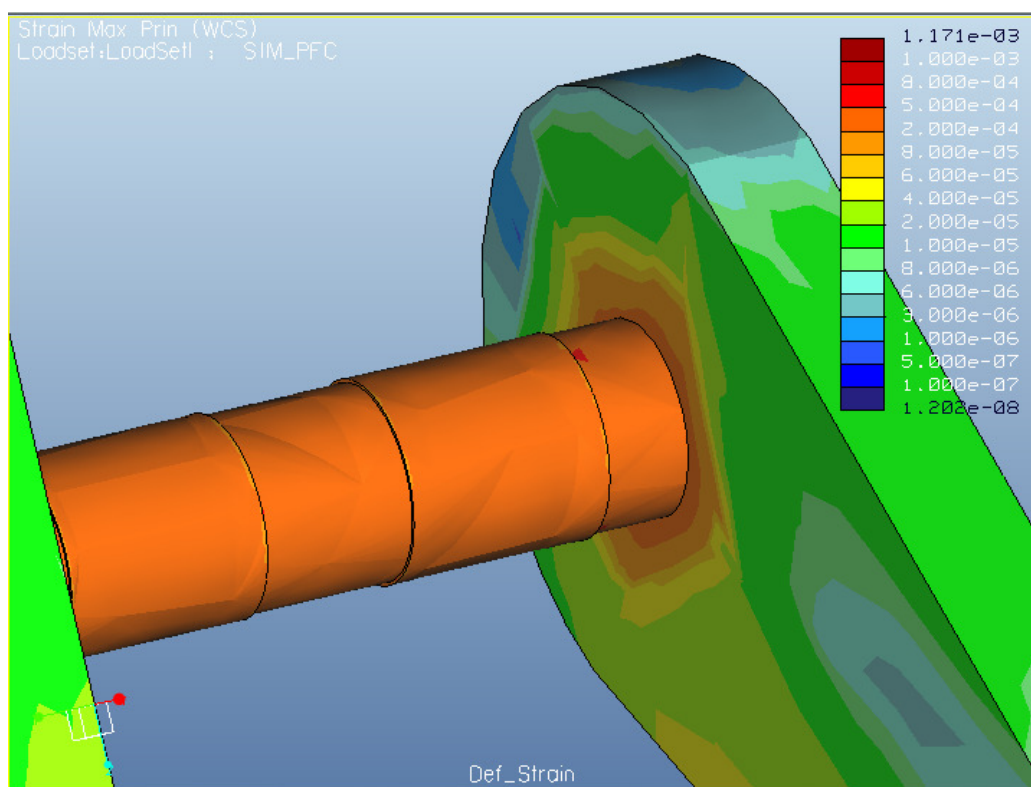
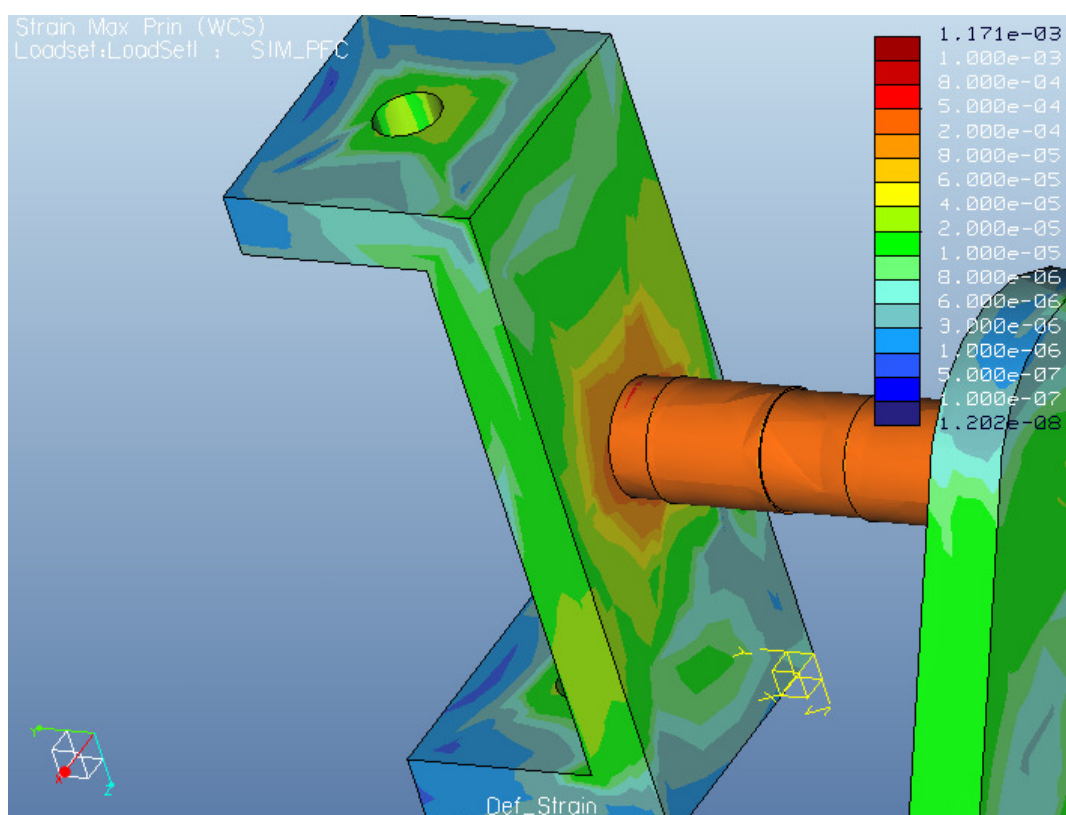


Figura 10.14: Deformada del brazo en detalle.



*Figura 10.15: Deformada del eje en detalle.*



*Figura 10.16: Deformada de la C en detalle.*

## 11. CONCLUSION

El objetivo principal de este proyecto ha sido el diseño de una bancada de pruebas que pudiera someter el chasis de la motocicleta a estudio tanto a flexión como a torsión y fuera simple, económica y fácil de utilizar.

Tras un estudio sobre las diferentes configuraciones para una bancada de pruebas, configuraciones donde en vez de usar un brazo para transmitir el par se podría haber usado una polea con un peso colgada en su extremo o bien conectada a un dispositivo que le imprimiera una fuerza, finalmente decidimos diseñar esta, una bancada fácil de utilizar, con componentes que se fabricarán según las especificaciones descritas en el presente proyecto, y otros de fácil obtención, como los rodamientos o las IPE, que únicamente se cortarán a la medida necesaria de forma que sirvan de soporte para los diferentes elementos de la bancada.

Apoyándonos en diferentes tesis y proyectos como los citados ya anteriormente y en base a la aplicación de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, se comenzó a desarrollar los diferentes elementos de la bancada, parte de los cuales, posteriormente, se someterían a estudio por elementos finitos. Dicho estudio ha dado unos resultados óptimos que indican la buena configuración de los elementos de la bancada citados anteriormente. No siendo necesaria la reconfiguración de ninguno de ellos.

Que se pudiera conocer el valor del valor de rigidez ha sido un objetivo de gran interés para nosotros pues, como se ha citado con anterioridad a lo largo del presente proyecto, dicho valor influye de forma sustancial en la manejabilidad, el confort y los modos de vibración del vehículo.

Factores que a nuestro juicio, y al de muchos fabricantes de motocicletas, condicionan el diseño de las mismas, debiendo estudiar el material usado o que se va a decidir utilizar en la fabricación de la motocicleta, así como la configuración y la geometría del chasis a cambiar o a diseñar.



## Estudios posteriores:

- Con la bancada diseñada se podría someter a estudio otras partes de la motocicleta, como puede ser el basculante, elemento importante que une el chasis con la rueda trasera.
- Se puede indagar en la influencia del comportamiento dinámico de la motocicleta. Las motocicletas pueden presentar una peligrosa inestabilidad, que hay que eliminar para poder aumentar la agilidad y seguridad. La técnica utilizada para el estudio de esa inestabilidad ha sido y aún en la actualidad es del tipo "modifica y prueba". Este método consiste en realizar cambios en la estructura y probar los resultados directamente en carretera poniéndose en manos de la sensibilidad del conductor. Pero con la producción de motocicletas cada vez más compleja y caracterizadas por prestaciones crecientes sería necesaria una mayor inversión en investigación científica donde se puedan efectuar estudios sobre los "modos de vibrar" de la motocicleta.
- Cambiando la configuración de la bancada, introduciendo diferentes sistemas de aplicación de carga se podría simular un ciclo de curvas o diferentes efectos de la motocicleta que pueda interesar ser estudiados a fatiga, a rotura, etc.

## 12. DOCUMENTACION

- Bibliografía

COCCO, Gaetano: Motorcycle desing and Technology. Milán: Giorgio Nada Editore, 1999.

ARIAS PAZ, Manuel: Motocicletas. Madrid: Ed. Dossat, 1993. 29ª Edición.

FOALE, Tony: Motocicletas. Comportamiento dinámico y diseño de chasis: El arte y la ciencia. Madrid: Tony Foale, 2003.

- Tesis y Proyectos Fin de Carrera

POLUCCI, Giuseppe: Dimensionamento di un telaio di motocicletta. Roma: Università degli studi di Roma la Sapienza, 2005.

Marco Pezzola y Roberto Viganò: Banco per prove di un telaio. Milán: Politecnica de Milán, departamento de ingeniería mecánica, 2005.

GUTIÉRREZ GARCÍA, Alfonso: Modelado y simulación de un chasis de motocicleta Honda CBR-600. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2009.

- Páginas web consultadas

<http://www.autocity.com/documentos-tecnicos/index.html?codigoDoc=455>

- Fecha último acceso: 4-11-2010

<http://www.hoymotor.com/20863/bancadas-de-motocicletas/>

- Fecha último acceso: 7-11-2010

<http://www.hickmansteels.com/toc.htm>

- Fecha último acceso: 25-11-2010

<http://www.skf.com/portal/skf/home/products>

- Fecha último acceso: 20-12-2010

<http://www.soloarquitectura.com/foros/showthread.php?24017-L%EDmite-de-rotura-como-criterio>

- Fecha último acceso: 5-1-2011

[http://www.ema.org.mx/descargas/guias\\_tecnicas/pruebas\\_fisicas/Manometros-Pruebas.pdf](http://www.ema.org.mx/descargas/guias_tecnicas/pruebas_fisicas/Manometros-Pruebas.pdf)

- Fecha último acceso: 10-1-2011

<http://www.unet.edu.ve/~aostos/LinkedDocuments/Medidores%20de%20presion.doc>

- Fecha último acceso: 12-1-2011

[http://www.skf.com/portal/skf\\_mec/home?lang=en&site=MEC](http://www.skf.com/portal/skf_mec/home?lang=en&site=MEC)

- Fecha último acceso: 20-1-2011



[http://www.linearmotion.skf.com/selection\\_help\\_skfcom.aspx?fid=335&cat=1992&lang=EN&cou=0](http://www.linearmotion.skf.com/selection_help_skfcom.aspx?fid=335&cat=1992&lang=EN&cou=0)

- Fecha último acceso: 20-1-2011

<http://www.abrtools.com/ofertas/NovedadesLTF.pdf>

- Fecha último acceso: 25-1-2011

[http://www.lap-laser.com/indalles/products/sensors/polaris\\_td.html](http://www.lap-laser.com/indalles/products/sensors/polaris_td.html)

- Fecha último acceso: 2-2-2011

<http://www.linkedin.com/pub/giuseppe-polucci/7/222/411>

- Fecha último acceso: 2-2-2011



## 13. ANEXOS

